Motores de automóvil

Dirigido por
M. S. Jóvaj,
Doctor en Ciencias Técnicas

Con colaboración de
V. M. Arjángelski, M. M. Vijert,
A. N. Vóinov, Yu. A. Stepánov,
V. I. Trúsov

DONADO A LA
BIGUFIM POR
RAMON CARDENAS
CASTILLO
30/NOV/01

EDITORIAL MIR
MOSCÚ

Traducido del ruso por
el Dr. Abelardo Ludeña Luque,
Catedrático de la Universidad Nacional
de Ingeniería Lima — Perú

Impreso en la URSS. 1982

На испанском языке

© Издательство «Машиностроение». 1977
© Traducción al español. Editorial Mir. 1982

Indice

Introducción 11
Clasificación de los motores 13
Principales índices y condiciones de trabajo de los motores de automóvil 16

Primera parte

Teoría de los motores

Capítulo I. Ciclos termodinámicos de los motores de émbolo 21

§ 1. Generalidades 21
§ 2. Ciclos de los motores de émbolo 23
§ 3. Influencia de diversos factores sobre el rendimiento térmico y sobre la presión media del ciclo 27
§ 4. Ciclos termodinámicos de los motores sobrealimentados . . 35

Capítulo II. El combustible y sus reacciones químicas 39

§ 1. Generalidades 39
§ 2. Nociones breves sobre la estructura y composición del combustible 40
§ 3. Breves nociones sobre las propiedades del combustible . . . 43
§ 4. Reacciones químicas de combustión del carburante 47
§ 5. Poder calorífico del combustible 59
§ 6. Variación del volumen durante la combustión 63
§ 7. Calores específicos del aire, de su mezcla con los gases residuales y con los productos de combustión 65

Capítulo III. Ciclos reales de los motores de automóvil 68

§ 1. Generalidades 68
§ 2. Ciclo de cuatro tiempos 75
§ 3. Ciclo de dos tiempos 77
§ 4. Procesos del ciclo real 79

Capítulo IV. Proceso de admisión 81

§ 1. Generalidades 81
§ 2. Parámetros del proceso de admisión 81

§ 3. Coeficiente de llenado . . . . . .
§ 4. Diversos factores que influyen sobre el coeficiente de llenad
§ 5. Organización del movimiento de la carga fresca . . . .

Capítulo V. Proceso de compresión . . . . . .

§ 1. Generalidades . . . . . .
§ 2. Determinación de los parámetros al final de la compresión .
§ 3. Influencia de diferentes factores sobre el proceso de compresió
§ 4. Movimiento de la mezcla en el proceso de compresión . .

Capítulo VI. Proceso de combustión . . . . . .

§ 1. Generalidades . . . . . .
§ 2. Combustión en los motores de encendido por chispa . . .
§ 3. Influencia de diferentes factores sobre el proceso de comb
tión en los motores de encendido por chispa . . . . .
§ 4. Principales alteraciones de la combustión normal en los mo
res de encendido por chispa . . . . . .
§ 5. Combustión en los motores Diesel . . . . . .
§ 6. Influencia de algunos factores sobre el proceso de combus
en el motor Diesel . . . . . .
§ 7. Termodinámica del proceso de combustión en los mot

Capítulo VII. Procesos de expansión y escape . . . . . .

§ 1. Proceso de expansión . . . . . .
§ 2. Influencia que ejercen diferentes factores sobre el expone
politrópico de expansión 161
§ 3. Proceso de escape 163
§ 4. Componentes tóxicos en los productos de combustión que se
expulsan a la atmósfera. Métodos para neutralizarlos . . . 163

Capítulo VIII. Indices del ciclo de trabajo 167

§ 1. Generalidades 167
§ 2. Parámetros indicados 168
§ 3. Parámetros efectivos 178

Capítulo IX. Factores que influyen sobre los parámetros indicados y efectivos del motor y sobre la toxicidad 180

§ 1. Generalidades 180
§ 2. Influencia de diferentes factores en los parámetros indicados
y en la toxicidad del motor de encendido por chispa 180
§ 3. Influencia de distintos factores sobre los parámetros indicados
y tóxicos del motor Diesel 196
§ 4. Influencia que ejercen los parámetros del ciclo sobre la potencia
y en la presión media indicada 208
§ 5. Factores que influyen sobre las pérdidas mecánicas 210
§ 6. Factores que influyen sobre los parámetros efectivos del motor 217

Capítulo X. Características y estabilidad del régimen de funcionamiento de los motores 221

§ 1. Generalidades 221
§ 2. Características de velocidad 224
§ 3. Característica de carga 228
§ 4. Característica de regulación 230

§ 5. Característica multiparamétrica 230
§ 6. Características de toxicidad 231
§ 7. Características especiales 234
§ 8. Ruido del motor 236
§ 9. Estabilidad del régimen de funcionamiento y reserva de par motor 240

Capítulo XI. Sobrealimentación de motores 242

§ 1. Generalidades 242
§ 2. Sistemas de sobrealimentación 244
§ 3. Sobrealimentación por turbocompresor 246
§ 4. Curvas características de los motores sobrealimentados para automóviles 255
§ 5. Sobrealimentación dinámica 258

Capítulo XII. Balance térmico e intensidad térmica de las piezas del motor 260

§ 1. Balance térmico del motor 260
§ 2. Intensidad térmica 263

Capítulo XIII. Formación de la mezcla en los motores de encendido por chispa 269

§ 1. Generalidades sobre la carburación 270
§ 2. Fundamentos físicos del proceso de carburación 272
§ 3. Características del carburador y métodos para obtenerlas 274
§ 4. Proceso de trabajo en un carburador elemental 277
§ 5. Compensación de la composición de la mezcla en el sistema de dosificación principal 287
§ 6. Sistemas y mecanismos auxiliares de los carburadores 292
§ 7. Limitación de la depresión en el sistema de admisión . . . 300
§ 8. Métodos de reducción de los componentes tóxicos en los gases de escape 302
§ 9. Carburadores múltiples 303
§ 10. Fenómenos térmicos en el proceso de carburación 306
§ 11. Formación de la mezcla en los motores de inyección de combustible ligero 308
§ 12. Particularidades de los procesos de trabajo en los motores de carburador en los regímenes no estacionarios 310

Capítulo XIV. Equipo de inyección de los motores Diesel rápidos . . . 315

§ 1. Requisitos que debe cumplir el equipo de inyección y clasificación de los sistemas de alimentación de los motores Diesel 315
§ 2. Proceso de inyección de combustible y parámetros que lo caracterizan 317
§ 3. Factores que influyen en el proceso de inyección de combustible 321
§ 4. Características de suministro del sistema de alimentación de combustible y métodos de su corrección 337
§ 5. Cálculo del proceso de inyección y elección de los elementos del equipo de inyección para un motor Diesel 342
§ 6. Regulación de la velocidad del cigüeñal 344

Capítulo XV. Formación de la mezcla en el motor Diesel 353

§ 1. Generalidades 353
§ 2. Pulverización del combustible y sus parámetros 354
§ 3. Desarrollo del dardo de combustible 360

§ 4. Formación de la mezcla en las cámaras de combustión no separadas . . . 366
§ 5. Formación de la mezcla en las cámaras de combustión separadas . . . 374
§ 6. Comparación de los diferentes métodos de formación de la mezcla 380

Segunda parte

Dinámica del mecanismo biela-manivela y equilibrado de los motores

Capítulo XVI. Dinámica del mecanismo biela-manivela 382
§ 1. Cinemática del mecanismo biela-manivela 382
§ 2. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela 387

Capítulo XVII. Equilibrado y uniformidad de la marcha del motor 401
§ 1. Equilibrado de los motores 401
§ 2. Uniformidad de la marcha del motor 412

Tercera parte

Estructura y diseño de motores

Capítulo XVIII. Elección del tipo de motor, de su esquema soportante, del número de cilindros, de las principales dimensiones y del sistema de refrigeración 416

Capítulo XIX. Premisas para calcular un motor y elegir sus principales parámetros 424
§ 1. Regímenes que se calculan para los motores 424
§ 2. Cálculo de las piezas considerando las cargas variables . . . 425

Capítulo XX. Bloques, cárteres, culatas y juntas de gases 435
§ 1. Motores de refrigeración por líquido 433
§ 2. Motores refrigerados por aire 455
§ 3. Cálculo de los espárragos sustentadores 459
§ 4. Materiales para bloques, camisas y espárragos 465

Capítulo XXI. Grupo del émbolo 466
§ 1. Estructuras de émbolos 466
§ 2. Estructuras de los segmentos de émbolo 479
§ 3. Cálculo del segmento de émbolo 486
§ 4. Cálculo del bulón de émbolo 489
§ 5. Materiales para émbolos, segmentos y bulones 493

Capítulo XXII. Grupo de la biela 497
§ 1. Estructuras de bielas 497
§ 2. Cálculo de la resistencia estructural de los elementos de la biela 504
§ 3. Materiales para las piezas del grupo de la biela 515

Capítulo XXIII. El cigüeñal 518
§ 1. Estructuras de cigüeñales 518
§ 2. Cálculo de la resistencia mecánica del cigüeñal 527
§ 3. Procedimientos para elevar la resistencia mecánica de los cigüeñales 543
§ 4. Materiales para los cigüeñales 546

Capítulo XXIV. Mecanismo de distribución de los gases 547
§ 1. Exposición resumida de las estructuras 547
§ 2. Determinación de las áreas de las secciones de paso y de las velocidades convencionales de admisión 561
§ 3. Cinemática del mecanismo de válvulas 565
§ 4. Cálculo de los resortes de la válvula y de las piezas del accionamiento 573
§ 5. Materiales utilizados para las piezas del mecanismo de distribución de los gases 581

Capítulo XXV. Sistema de lubricación 583
§ 1. Evaluación de la carga sobre los cojinetes 583
§ 2. Sistema de lubricación con cárter húmedo 590
§ 3. Bombas de aceite 592
§ 4. Filtros de aceite 597

Capítulo XXVI. Sistema de refrigeración 601

Capítulo XXVII. Perspectivas en el desarrollo de nuevos tipos de motores 617
§ 1. Motores de pistones rotativos 617
§ 2. Turbinas de gas 623
§ 3. Motor con suministro externo de calor 630
§ 4. Convertidores electroquímicos de energía 633

Apéndices: 636
I. Cálculo del ciclo de trabajo del motor 636
II. Valores de $\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi$; $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$; $\frac{\operatorname{sen}(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$ y $\operatorname{tg}\beta$ para diversos valores de λ 640

Bibliografía 648

Indice alfabético 650

20266

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIGUFIM

Introducción

La energía mecánica, indispensable para poner en acción diferentes máquinas y producir energía eléctrica, se puede obtener utilizando la energía térmica, hidráulica, solar y eólica. La energía hidráulica se usa ampliamente para obtener la energía eléctrica, sin embargo, sus recursos son relativamente limitados. La existencia de energía eólica y con mayor razón la solar, sobrepasan en mucho las necesidades del hombre, pero por ahora son difíciles en aplicar. La que más se utiliza es la energía térmica obtenida de los combustibles de naturaleza orgánica y nuclear. La mayor parte de las unidades de transporte funcionan con combustible líquido, algunos con combustible gaseoso.

Parte del calor producido en las reacciones de los hidrocarburos del combustible con el oxígeno del aire, se puede emplear fácilmente para su transformación en trabajo mecánico.

En el transporte terrestre los motores de combustión interna han alcanzado la mayor difusión y se distinguen por su compacidad, alto rendimiento y durabilidad, utilizándose en todas las esferas de la economía nacional.

El desarrollo de los motores de combustión interna se inicia en los años 60 del siglo pasado (motor Lenoir, Francia, 1860; motor N.Otto y E. Langen, Alemania, 1867; motor de cuatro tiempos N. Otto en 1876, construido según el ciclo de Beau de Rochas en 1862, con compresión previa del fluido operante y combustión a volumen constante). A fines del siglo XIX, cuando fue organizada la refinación industrial del petróleo los motores de combustión interna que funcionaban con combustible líquido (gasolina, keroseno de encendido por chispa o ignición por compresión) obtuvieron mayor difusión.

En el 1889 fue construido en Rusia el primer motor a gasolina (motor Kostóvich). En 1899 fue fabricado en San Petersburgo, por primera vez en el mundo, un motor económico y capaz de funcionar con encendido por compresión (Diesel)[1]). Transcurrido un corto tiempo, la estructura del motor Diesel fue perfeccionada (motores Diesel sin compresor). En Rusia fueron construidos los motores Diesel sin compresor diseñados por G. V. Trinkler en 1901 y de estructura de Ya. V. Mamin en 1910.

[1]) El ciclo en estos motores difería del propuesto por el ingeniero alemán R. Diesel, quien suponía realizar el ciclo de Carnot con combustión a temperatura constante.

El exitoso empleo de los motores de combustión interna, el diseño estructural de motores experimentales y la elevación de sus índices de potencia y rendimiento fueron posibles en gran medida gracias a las investigaciones y a la elaboración de la teoría sobre los procesos de funcionamiento de los motores. En 1906 el profesor de la Escuela Técnica Superior de Moscú V. I. Grinevetski propuso el primer método de cálculo térmico del motor. Este método fue desarrollado y completado por el miembro correspondiente de la A. C. de la URSS, N. R. Briling, por el profesor E. K. Mázing y por el académico B. S. Stechkin.

En la URSS la producción de motores de combustión interna para las diferentes ramas de la economía —incluida la automovilística— empezó rápidamente a desarrollarse después de la gran Revolución Socialista de Octubre.

Notable atención se prestó a la industria automotriz desde el principio de la industrialización del país. Se inició la producción en masa de automóviles. En primer lugar se organizó la fabricación de gran cantidad de camiones, indispensables para el desarrollo de la industria y de la agricultura del país. Ultimamente se dedica especial atención al desarrollo de la Industria automotriz. Paralelamente al continuo aumento de la producción de camiones creció bruscamente la fabricación de coches de turismo.

A la par con el aumento de la producción de automóviles modernizados y de sus motores en las fábricas existentes, ha entrado en funcionamiento un nuevo y enorme complejo industrial de producción de coches de turismo —la Fábrica de Automóviles del Volga— y el complejo de Kamsk para fabricar camiones con elevada capacidad de carga, así como sus respectivos motores.

Se perfila el ulterior desarrollo y construcción de nuevas fábricas.

Las tareas principales que se plantean ante el desarrollo y perfeccionamiento de los motores de automóvil al diseñar nuevos tipos de motores y la modernización de los que actualmente se encuentran en producción, son el subsiguiente incremento de la potencia por unidad de volumen, manteniendo alta confiabilidad de la estructura, reducción de la masa específica, de los consumos específico y de explotación de combustible, del costo de producción de los motores y de su mantenimiento.

Se ha fijado ampliar el campo de aplicación de los motores Diesel. Se presta especial atención a la disminución de la toxicidad de los gases de escape que son expulsados al medio ambiente y a la reducción del ruido durante el funcionamiento del motor. Los trabajos de investigación científica obtendrán un continuo desarrollo, incluyendo los empleados en los sistemas de ensayos automatizados para el estudio y optimización de los índices de los motores, así como los métodos utilizados en la automatización del mando de ellos. Se utilizarán ampliamente en los cálculos los ordenadores.

La peculiaridad de la tecnología de producción de motores y el incremento de los requisitos que se plantean ante su calidad, con una escala cada vez mayor en la producción de motores, han condicionado la necesidad de crear fábricas de motores especializadas.

Se presta especial atención en la producción de motores a la unificación de sus unidades y piezas y al desarrollo de familias de motores unificados.

En vista de haber surgido el problema social —la reducción de la toxicidad de los gases de escape y el ruido de los motores— así como también la escasez de los combustibles de naturaleza orgánica, junto con los trabajos de perfeccionamiento de los motores de automóvil que se encuentran en producción se llevan a cabo trabajos para emplear otros tipos de máquinas térmicas, así como de motores eléctricos.

Clasificación de los motores

Los motores térmicos se pueden clasificar ateniéndose a diversas características[1]), a saber:

1. Según el campo de aplicación pueden ser:

a) estacionarios que son los utilizados en los grupos electrógenos, en el accionamiento de equipos de bombeo, en los oleoductos y gasoductos, en la agricultura, etc.

b) de transporte —los que se instalan en automóviles, tractores, aviones, barcos, locomotoras y demás máquinas y medios de transporte.

2. Según el tipo de combustible utilizado se dividen en:

a) de combustible líquido ligero (gasolina y keroseno);

b) de aceite pesado (mazut, aceite solar, diesel y gas-oil);

c) de combustible gaseoso (gas de gasógeno, gas natural, gas licuado y otros);

d) de combustible mixto; el carburante principal es un gas, pero para el arranque del motor se utiliza un combustible líquido;

e) de múltiples combustibles (gasolina, aceite diesel y otros).

3. Según el modo de transformar la energía calorífica en mecánica se clasifican en:

a) motores de combustión interna que son los de émbolo (o alternativos) y de pistón rotativo, en los cuales los procesos de la reacción química y la transformación de energía calorífica en trabajo mecánico se realizan dentro del cilindro (en la cavidad ubicada sobre el pistón);

b) motores de combustión externa. A éstos se refieren: las turbinas de gas, en las cuales los procesos de la reacción química se realizan en un hogar aparte (cámara de combustión) y el fluido operante que se forma (productos de la combustión) pasa a los álabes del rotor de la turbina donde efectúa el trabajo;

en estos motores el papel de fluido operante lo desempeñan los productos que se forman durante el proceso de combustión de la mezcla en la cámara. Esto permite también considerar que las turbinas de gas son motores de combustión interna;

[1]) Los motores especiales (reactivos, atómicos y otros) en este caso no se examinan.

los motores donde el calor que se transmite al fluido operante, que circula permanentemente en circuito cerrado, se suministra en un intercambiador de calor, mientras que la energía calorífica se utiliza después en un cilindro de expansión (máquinas a vapor que trabajan siguiendo el ciclo Rankine y los motores que emplean el ciclo Stirling).

c) motores combinados, en los cuales la combustión se realiza en un motor de pistón, que a su vez es generador de gas, y parte del trabajo mecánico se efectúa en el cilindro de dicho motor, en tanto que otra parte en los álabes del rotor de una turbina de gas (motores de pistones libres, motores alternativos con turbinas de gas y otros).

4. Según el procedimiento de formación de la mezcla los motores de combustión interna se subdividen en:

a) motores con formación externa de la mezcla, en los cuales la mezcla carburante se prepara fuera del cilindro (motores de carburador y a gas, así como los motores con inyección del combustible en el tubo de admisión);

b) motores con formación interna de la mezcla, en los cuales durante el proceso de admisión ingresa sólo aire al cilindro y la mezcla operante se forma dentro del cilindro. Por este procedimiento funcionan los motores Diesel, en los cuales el combustible se suministra a la cámara de combustión cuando el émbolo se encuentra cerca del punto muerto superior (P.M.S.) al final del proceso de compresión; los motores de encendido por chispa e inyección del combustible al cilindro y los motores a gas con inyección del combustible o gas al cilindro al principio del proceso de compresión;

c) motores de carga estratificada, en los cuales el fluido operante tiene distinta composición en diferentes zonas de la cámara de combustión.

5. Según el procedimiento de encendido del combustible hay:

a) motores de encendido por chispa eléctrica (ignición por chispa);

b) motores de ignición por compresión (Diesel);

c) motores de precombustión, en los cuales la mezcla se enciende por chispa en una cámara de combustión especial (antecámara) de pequeño volumen y después el proceso de combustión continúa en la cámara principal;

d) motores con encendido del combustible gaseoso por una pequeña porción de aceite diesel que se inflama por compresión, o sea, un proceso líquido-gaseoso.

6. Según el método de efectuar el ciclo de trabajo los motores de pistón pueden ser:

a) de cuatro tiempos sin sobrealimentación (con admisión de aire de la atmósfera) y con sobrealimentación (la mezcla ingresa a presión);

b) de dos tiempos sin sobrealimentación y con ella.

La sobrealimentación puede obtenerse accionando el compresor por una turbina de gas que emplea los gases de escape (sobrealimentación por turbocompresor); por un compresor movido mecánicamente

por el mismo rotor o por dos compresores, uno de los cuales es accionado por la turbina a gas y el otro, por el motor.

7. Según el método de regulación del fluido operante al variar la carga se dividen en:

a) motores con regulación cualitativa, en los cuales la cantidad de aire suministrada al cilindro se mantiene constante, pero se incrementa o disminuye la alimentación de combustible y, por lo tanto, la composición de la mezcla varía;

b) motores con regulación cuantitativa, en los cuales la composición de la mezcla se mantiene constante y varía sólo su cantidad;

c) motores con regulación mixta, que son aquellos donde varía la cantidad y la composición de la mezcla.

8. Según su estructura se clasifican en:

a) motores de pistón que a su vez se dividen:

según la disposición de los cilindros —en verticales en línea, horizontales en línea, en «V», en estrella y con cilindros opuestos;

según la disposición de los émbolos —en motores de pistón simple (en cada cilindro hay un solo émbolo y una sola cámara de trabajo), motores de pistones enfrentados (la cámara de trabajo se encuentra entre dos émbolos que se mueven, dentro de un mismo cilindro, en sentidos opuestos), motores con pistones de doble efecto (a ambos lados del émbolo hay cámaras de trabajo);

b) motores de pistones rotativos, que pueden ser de tres tipos:

el rotor (pistón) efectúa un movimiento planetario dentro del bloque; al moverse el rotor entre él y las paredes del bloque se forman cámaras de volumen variable en las cuales se realiza el ciclo. Este es el esquema que mayormente se emplea;

el bloque efectúa un movimiento planetario, mientras que el pistón está fijo;

tanto el rotor como el bloque realizan movimientos de rotación, estos motores se denominan birrotativos.

9. Según el método de enfriamiento los motores se subdividen en:

a) refrigerados por líquido;

b) refrigerados por aire.

En los automóviles se utilizan motores de pistón de encendido por chispa (de carburador, a gas, con inyección de combustible) y de ignición por compresión (Diesel), así como motores con pistones rotativos. En los vehículos de pequeña capacidad de carga se utilizan a veces motores eléctricos que trabajan con baterías de acumuladores.

En algunos vehículos experimentales se instalan turbinas de gas, motores de vapor, así como motores de combustión externa que funcionan según el ciclo Stirling.

Principales índices y condiciones de trabajo de los motores de automóvil

La calidad de los motores de combustión interna se caracteriza por los siguientes índices principales:

1. Fiabilidad de todos los elementos estructurales.
2. Grado de perfección en la transformación de energía calorífica a mecánica, valorada por el rendimiento o el consumo específico de combustible y representa la cantidad de combustible (en unidades másicas o volumétricas) que se gasta en unidad de tiempo por unidad de potencia.
3. Potencia del motor referida a la unidad de superficie del pistón (potencia específica).
4. Masa del motor por unidad de potencia (masa específica) y sus dimensiones máximas.
5. Grado de toxicidad y de humos de los gases de escape, nivel de ruido durante el funcionamiento del motor.
6. Sencillez de la estructura, comodidad de mantenimiento técnico y costo de producción del motor, su explotación y reparación.
7. Arranque seguro del motor.
8. Perspectiva de la estructura, que permita su posterior modernización a través de un forzamiento del motor y del aumento de sus índices en correspondencia con el nivel de desarrollo de la técnica.

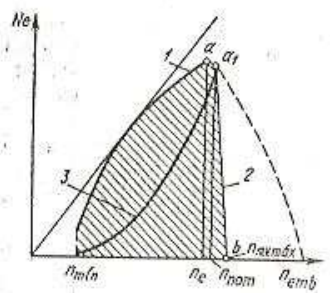


Fig. 1. Curvas características de motores de diversas aplicaciones: N_e es la potencia efectiva del motor

Una cualidad importante en los motores de transporte representa su rápida adecuación al trabajo en regímenes variables en función de las condiciones de explotación.

En la fig. 1 se muestran las curvas características de los motores de combustión interna para diferentes fines al funcionar en regímenes estacionarios[1]). El motor de émbolo puede desarrollar carga desde un régimen determinado, caracterizado por una frecuencia mínima estable de rotación del cigüeñal $n_{mín}$. Si los órganos de mando del suministro de la mezcla aire-combustible o de la inyección del combustible están colocados para alcanzar la máxima alimentación, entonces empezando de dicha frecuencia de rotación, la mayor potencia desarrollada por el motor se caracterizará por la curva *1*. Esta variación de potencia en función de la frecuencia de rotación

[1]) Se considera que un motor funciona en régimen estacionario cuando sus parámetros (par motor, frecuencia de rotación del cigüeñal y otros), durante el intervalo de tiempo examinado permanecen constantes.

se denomina *característica externa de velocidad del motor*. La potencia máxima del motor se alcanza en el punto *a*. La frecuencia de rotación que corresponde a esta potencia se designa por n_e. Al incrementar la frecuencia de rotación (línea de trazos), por diferentes razones que se indicarán en adelante, la potencia disminuye. Cuando $n = n_{emb}$, (donde n_{emb} es la máxima frecuencia de rotación en vacío, al instalar los órganos de mando del suministro de la mezcla aire-combustible o de la inyección del combustible en la posición de máxima alimentación), toda la potencia del motor se gasta en fricción y en el accionamiento de los mecanismos auxiliares. No se tolera, por condiciones de seguridad, que el motor trabaje en n_{emb}.

El régimen de máxima velocidad, durante el cual el motor trabaja siguiendo la característica externa de velocidad, generalmente se limita con la potencia nominal N_{nom} para $n = n_{nom}$ (punto a_1). En función de las condiciones de transmisión de energía al elemento consumidor, la curva que caracteriza la carga del motor no siempre se cruza con su característica externa en el punto donde $N = N_{e\,máx}$. Son posibles los casos cuando $n_{nom} \gtrless n_e$.

La línea *2* caracteriza el régimen de funcionamiento para la frecuencia de rotación casi constante (característica de regulación). La correspondencia que existe entre la potencia desarrollada por el motor en este régimen y la potencia consumida se efectúa automáticamente por el regulador. El punto *b* significa que el motor funciona sin carga. El régimen de trabajo del motor con utilización del regulador es típico en los equipos estacionarios, así como en los motores de vehículos de transporte. En este caso, la posición de los órganos de mando del suministro de mezcla aire-combustible o de combustible varía automáticamente con ayuda de un regulador, conforme a la potencia consumida.

Un pequeño aumento de la frecuencia de rotación del cigüeñal, al disminuir la potencia del motor, está relacionado con el principio de trabajo del regulador.

Debido a una serie de razones ligadas a las condiciones de trabajo, el régimen analizado (línea *2*) no es típico para los motores de automóvil de encendido por chispa y se utiliza sólo en caso de movimiento de un vehículo cargado (por ejemplo, un camión-remolcador u otros) con una velocidad poco variable, sin cambiar la transmisión en la caja de velocidad.

La curva *3* caracteriza el trabajo de un motor sometido a la carga de una hélice (característica de hélice). En este caso el punto a_1 corresponde a la potencia nominal desarrollada por el motor, cuando los órganos de inyección de combustible o de suministro de la mezcla aire-combustible al cilindro del motor están colocados en la posición de máxima alimentación. Al cargar el motor con la hélice, a medida que disminuye la cantidad de combustible inyectada o el suministro de la mezcla aire-combustible, se reduce la potencia desarrollada por el motor y decrece la frecuencia de rotación del eje. Esta variación de la potencia en función de la frecuencia de rota

ción se realiza siguiendo una parábola cúbica, es decir, $N_e = Bn^3$ (donde B es el coeficiente de proporcionalidad).

Conforme a la característica de hélice funcionan los motores en los cuales la potencia desarrollada se transmite a la hélice (motores de aviación, marinos y otros).

En caso de utilizar el motor en calidad de fuente energética del automóvil, deberá tenerse en cuenta que en función de las condiciones viales, la velocidad de movimiento y la carga del vehículo, necesarias para el movimiento, así como la potencia del motor y la frecuencia de rotación del cigüeñal varían entre límites muy amplios. La experiencia obtenida en el servicio de vehículos muestra que la mayor parte del tiempo el motor no trabaja a máxima carga, siendo diferentes las frecuencias de rotación. Si el movimiento del vehículo tiene lugar a una misma velocidad por un sector horizontal del camino, la función que existe entre la potencia consumida y la velocidad de movimiento es cercana a la característica de hélice.

Según los resultados de investigaciones anteriormente realizadas fue establecido que en caso de explotación del automóvil «Volga» (GAZ-21), en condiciones de movimiento intenso en la ciudad, el motor trabaja la mayor parte del tiempo a bajas revoluciones

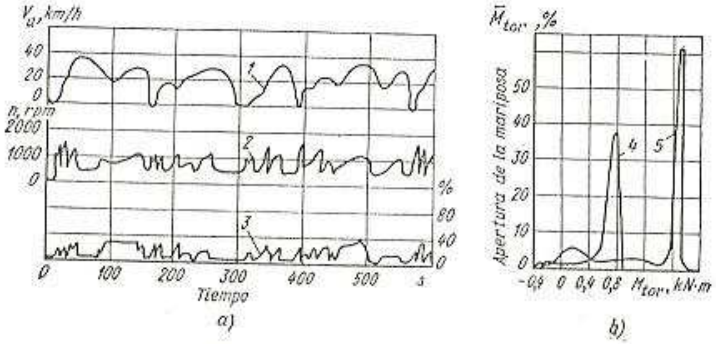


Fig. 2. Regímenes típicos de funcionamiento de los motores de automóviles instalados en camiones:
a — motor de carburador funcionando en condiciones de ciudad; *b* — motor Diesel (YaMZ) durante un ciclo completo de funcionamiento del vehículo en las canteras; $\bar{M}_{tor}$ es la relación del momento torsor con respecto a su máximo valor a una frecuencia de rotación dada

($n = 600 \ldots 1800$ rpm) y la potencia varía desde la correspondiente al vacío hasta $N_e = 23{,}6$ kW. En dicha zona de regímenes el motor funciona aproximadamente el 64% del tiempo. Al desplazarse el vehículo por una pista con baja intensidad de tráfico este motor funciona preponderantemente (aproximadamente durante el 90% del tiempo) a alta frecuencia de rotación con variación de la potencia desde 37 kW hasta la nominal.

Los regímenes de trabajo típicos de los camiones en condiciones de marcha por la ciudad con tráfico intenso están mostrados en la fig. 2, *a*. Los experimentos determinaron bruscas oscilaciones en la velocidad de movimiento V_a (curva *1*) y en la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor (curva *2*). Además, la mayor parte de tiempo el motor trabajaba con la válvula de mariposa relativamente poco abierta (curva *3*). La máxima apertura de la mariposa alcanzaba el 40%.

Los resultados en la investigación del funcionamiento del motor en los vehículos KrAZ-256 y BelAZ-540A en un ciclo de su trabajo completo en una cantera (fig. 2, *b*) mostraron que el par torsional $\bar{M}_{tor}$ del motor YaMZ-238 (curva *4*) cambiaba desde el momento torsor en vacío hasta un par motor equivalente al 40% del máximo, mientras que el del motor YaMZ-240 (con sobrealimentación) hasta el equivalente al 60% del máximo (curva *5*). La duración de funcionamiento del Diesel YaMZ-238 a máxima carga corresponde aproximadamente a la mitad del tiempo del ciclo, mientras que la del Diesel YaMZ-240N, a la cuarta parte del tiempo. La frecuencia de rotación del cigüeñal variaba aproximadamente en 4 veces.

Así pues, una particularidad en el trabajo del motor de automóvil consiste en la frecuente variación y, en algunos casos, brusca en los regímenes de velocidad y de carga. El cambio de la potencia y del régimen de velocidad del motor de automóvil (zona rayada en la fig. 1) está limitado por la curva característica externa de velocidad y la rama de la característica de regulación (línea *2*).

PRIMERA PARTE

Teoría de los motores

CAPÍTULO I

Ciclos termodinámicos de los motores de émbolo

§ 1. Generalidades

La transformación de energía calorífica en mecánica en el motor de combustión interna es un proceso complejo. Su realización en condiciones reales está ligada con el surgimiento de pérdidas adicionales que no se consideran en la segunda ley de la termodinámica.

Para valorar la perfección de los procesos por separado en el motor real y en su conjunto que es lo que determina el ciclo real, es necesario aclarar la posible utilización del calor, característico para el ciclo termodinámico, en el cual el desprendimiento de calor a la fuente fría representa el único y obligatorio tipo de pérdidas. Comparando los valores de los rendimientos de los ciclos teórico y real se puede establecer con qué grado de perfección transcurren los procesos aislados en los motores, y, de esta manera, se puede esbozar las vías para aumentar la economía y la capacidad de trabajo del ciclo.

Al examinar los ciclos termodinámicos se hacen las siguientes suposiciones:

1. En el cilindro del motor se encuentra una cantidad constante e invariable de fluido operante que efectúa un ciclo cerrado. En la realidad para realizar el ciclo es indispensable eliminar del cilindro los gases quemados en el ciclo anterior y asegurar el ingreso de una porción fresca de fluido operante. Para efectuar este proceso de intercambio de gases, no previsto en el ciclo teórico, se consume trabajo.

2. El calor se suministra desde el exterior durante un determinado período del ciclo en correspondencia al carácter elegido para que

éste transcurra. En los ciclos reales, en el período correspondiente del ciclo, el calor se obtiene como resultado de la reacción química del combustible con el oxígeno del aire. El proceso de la combustión es complejo y como consecuencia, durante la reacción química no siempre el combustible se quema por completo hasta obtener los productos finales de la combustión. Todo esto origina pérdidas adicionales de calor.

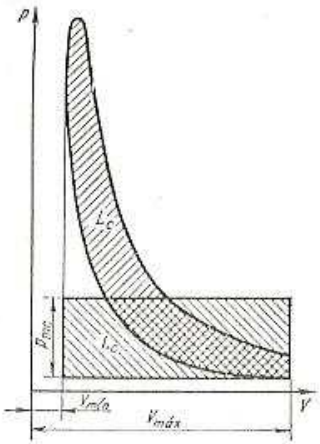


Fig. 3. Ciclo de un motor térmico en coordenadas $p - V$

3. El calor específico del fluido operante, que permanentemente se encuentra en el cilindro, es constante y no depende de la temperatura. En la realidad, el calor específico tiene una magnitud variable y depende de la variación de la temperatura, así como de la composición del fluido operante.

4. Los procesos de compresión y expansión transcurren sin intercambio de calor con el medio exterior (es decir, son procesos adiabáticos). En condiciones reales estos procesos, así como el intercambio de gases y la combustión, transcurren siendo considerables las diferencias de temperaturas entre el fluido operante y las paredes del cilindro, culata y cara del pistón; como consecuencia, aparece un intenso intercambio térmico que da lugar a que se pierda parte del calor.

El rendimiento del motor caracteriza el grado de utilización del calor en el mismo, mientras que la economía del motor significa la cantidad de calor consumida por unidad de potencia.

En concordancia con la segunda ley de la termodinámica el rendimiento térmico para un ciclo teórico, que se realiza con 1 kg de fluido operante, es:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = \frac{l_c}{q_1}, \qquad (1)$$

donde $|q_2|$ es la magnitud absoluta de la cantidad de calor desprendida a la fuente fría durante el ciclo, en J/kg; q_1, la cantidad de calor suministrada durante el ciclo en J/kg; l_c, el trabajo efectuado por 1 kg del fluido operante durante el ciclo, $l_c = q_1 - |q_2|$.

Para cualquier ciclo cerrado el trabajo efectuado por G kg del fluido operante es

$$L_c = \oint p\, dV,$$

donde p es la presión; V, el volumen.

En coordenadas $p - V$ (fig. 3) este trabajo se determina por la superficie dentro del contorno que describe el ciclo.

Para comparar los ciclos de trabajo, efectuados en motores con diferentes dimensiones de cilindros, se acostumbra referir el trabajo a la unidad de volumen de la cilindrada, es decir, respecto a la diferencia de los volúmenes $V_{máx} - V_{mín}$. Con este fin la superficie que representa el trabajo del ciclo L_c, se puede cambiar condicionalmente por una superficie rectangular equivalente cuya base es $V_{máx} - V_{mín}$. La altura del rectángulo

$$p_{mc} = \frac{L_c}{V_{máx} - V_{mín}} \qquad (2)$$

caracteriza el trabajo específico, es decir, el trabajo por unidad de volumen de la cilindrada (en $N \cdot m/m^3$ o Pa).

Como se desprende de la fórmula (2), el trabajo específico numéricamente es igual a cierta presión convencional constante p_{mc}, que actúa sobre el émbolo durante el tiempo correspondiente a la variación del volumen desde $V_{máx}$ hasta $V_{mín}$. La magnitud p_{mc} se acostumbra denominarla presión media efectiva (pme) del ciclo. En los cálculos técnicos resulta más cómodo expresar la pme del ciclo en MPa.

§ 2. Ciclos de los motores de émbolo

Ciclo generalizado. Con arreglo a los motores de pistón, este ciclo se puede considerar como el caso general de realización del ciclo termodinámico mostrado en la fig. 4 en las coordenadas $p - V$ y $T - s$. En dicho ciclo los procesos de compresión (línea ac) y de expansión (línea zb) transcurren sin intercambio de calor con el medio exterior ($dq = 0$). El calor q_1' se suministra a volumen constante, mientras que el calor q_1'' a presión constante. El desprendimiento de calor también es mixto: a volumen constante se extrae el calor q_2' y a presión constante, el calor q_2''.

La cantidad de calor suministrado al ciclo (J/kg) para el caso en que el trabajo lo efectúa 1 kg del fluido operante

$$q_1 = c_v (T_{z'} - T_c) + c_p (T_z - T_{z'}), \qquad (3)$$

donde c_v y c_p son los calores específicos másicos a volumen y a presión constantes respectivamente, en J/(kg·°C); $T_{z'}$, T_c y T_z son las temperaturas del ciclo en los puntos z', c y z, respectivamente. En coordenadas $T - s$: $q_1 \sim S_{a'acz'zbb'}$.

La cantidad absoluta de calor desprendido es

$$|q_2| = c_v (T_b - T_f) + c_p (T_f - T_a), \qquad (4)$$

donde T_b, T_f y T_a son las temperaturas correspondientes a los puntos b, f y a del ciclo.

En coordenadas $T - s$: $|q_2| \sim S_{a'abb'}$. Entonces el rendimiento térmico del ciclo resulta

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v[(T_b - T_f) + k(T_f - T_a)]}{c_v[(T_{z'} - T_c) + k(T_z - T_{z'})]}, \quad (5)$$

donde $k = c_p/c_v$ es el exponente adiabático.

Empleando el diagrama $T - s$, obtendremos

$$\eta_t = 1 - \frac{I_{a'afbb'}}{I_{a'acz'zbb'}}.$$

Designemos (véase la fig. 4) $\varepsilon = V_a/V_c$—relación de compresión; $\lambda = p_z/p_c$—grado de elevación de la presión al suministrar el calor en el proceso a $V = \text{const}$; $\rho = V_z/V_c$—grado de expansión preliminar al suministrar el calor en el proceso a $p = \text{const}$; $\delta = V_b/V_z$—

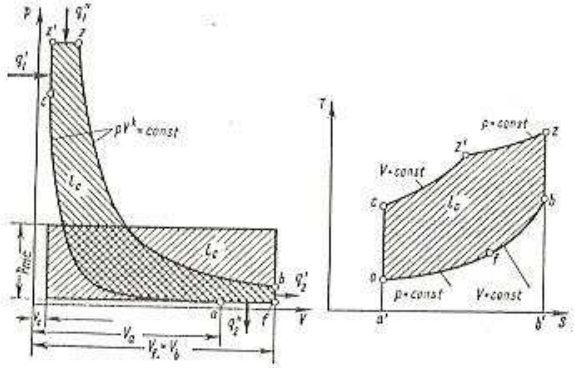


Fig. 4. Ciclo generalizado de un motor alternativo en coordenadas $p - V$ y $T - s$

grado de expansión posterior; $\rho' = V_b/V_a = V_f/V_a$—grado de compresión preliminar al desprender el calor hacia la fuente fría en el proceso a $p = \text{const}$; $(\varepsilon/\delta) = (\rho/\rho')$.

Para obtener la ecuación definitiva del rendimiento del ciclo a partir de las ecuaciones conocidas de la termodinámica, que caracterizan los procesos aislados, expresamos las temperaturas que figuran en la ecuación (5) a través de la temperatura obtenida al inicio de la compresión T_a.

Entonces, después de las correspondientes transformaciones, tomando en consideración las magnitudes adimensionales y sustituyéndolas en la ecuación (5) obtendremos

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda\rho\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^{k-1} - \rho' + k(\rho' - 1)}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}, \quad (6)$$

o bien

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho'\left[\lambda\left(\frac{\rho}{\rho'}\right)^k - 1\right] + k(\rho' - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (7)$$

La presión media del ciclo generalizado es

$$p_{mc} = \frac{l_c}{V_f - V_c}. \quad (8)$$

Teniendo en cuenta que

$$q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]; \quad (9)$$

$$V_f - V_c = V_c\left(\frac{V_f}{V_c} - 1\right) = V_c(\varepsilon\rho' - 1) = \frac{V_a}{\varepsilon}(\varepsilon\rho' - 1) \quad (10)$$

e introduciendo el valor de l_c de la fórmula (1), así como la expresión (9) y (10) en la ecuación (8), tendremos

$$p_{mc} = c_v \frac{T_a \varepsilon^{k-1}\varepsilon}{V_a(\rho'\varepsilon - 1)} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (11)$$

Puesto que

$$c_v = R/(k - 1) \text{ y } p_a = RT_a/V_a,$$

donde R es la constante de los gases, obtendremos definitivamente

$$p_{mc} = \frac{p_a}{k - 1} \frac{\varepsilon^k}{\rho'\varepsilon - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \quad (12)$$

Hay tres casos particulares que se desprenden del ciclo teórico generalizado que pueden considerarse parecidos a los ciclos reales

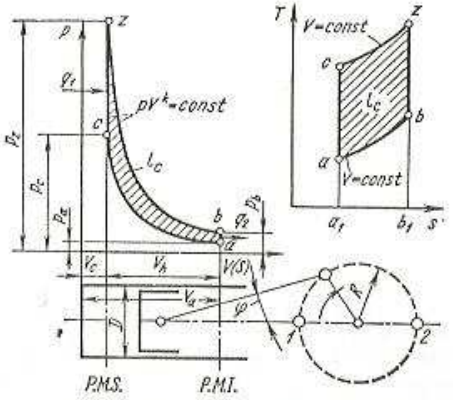


Fig. 5. Ciclo de un motor alternativo con suministro del calor a $V = \text{const}$: *1* y *2* — ejes de la manivela correspondientes a la posición del pistón en los P.M.S. y P.M.I.

de los motores de pistón sin sobrealimentación. En todos estos ciclos el calor se desprende a volumen constante. En cada uno de los ciclos el calor se suministra en forma diferente, en función de lo que más corresponda a cada caso real.

Ciclo con suministro de calor a volumen constante. En la fig. 5 se muestra un ciclo en las coordenadas $p - V$ y $T - s$, en el cual el suministro del calor q_1 y la extracción del calor q_2 tienen lugar solamente a volumen constante. El volumen de trabajo del cilindro es

$$V_h = V_a - V_c = V_{máx} - V_{mín} = \pi D_c^2 S/4, \qquad (13)$$

donde D_c es el diámetro del cilindro; S, la carrera del pistón, $S = 2R$ (R es el radio de la manivela).

El ciclo que analizamos difiere del generalizado en la ausencia de los procesos caracterizados por las líneas $z'z$ y fa (véase la fig. 4).

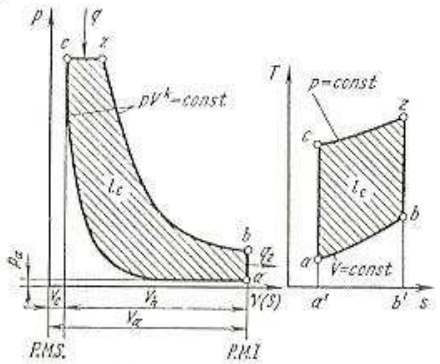


Fig. 6. Ciclo de un motor alternativo con suministro del calor a $p = \text{const}$

Por lo tanto, en este caso $\rho = 1$ y $\rho' = 1$. Sustituyendo estos valores de ρ y ρ' en las fórmulas (7) y (12), obtendremos respectivamente los siguientes valores del rendimiento térmico y de la presión media efectiva del ciclo:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \qquad (14)$$

$$p_{mc} = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \eta_t (\lambda - 1). \qquad (15)$$

Ciclo con suministro de calor a presión constante. En la fig. 6 se expone el ciclo con suministro de calor q_1 a presión constante y la extracción de calor q_2 a volumen constante en las coordenadas $p - V$ y $T - s$. Para este caso $\lambda = 1$ y $\rho' = 1$.

De las expresiones (7) y (12) tenemos:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}; \qquad (16)$$

$$p_{mc} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \eta_t k (\rho - 1). \qquad (17)$$

Ciclo con suministro mixto de calor. En la fig. 7 se ilustra un ciclo teórico en las coordenadas $p - V$ y $T - s$, en la cual parte del calor q_1' se suministra a volumen constante y otra parte del mismo q_1'', a presión constante. El calor q_2 se desprende a volumen constante.

Este ciclo difiere del generalizado en que el proceso (véase la fig. 4) en el cual se cede calor a presión constante está ausente. Por

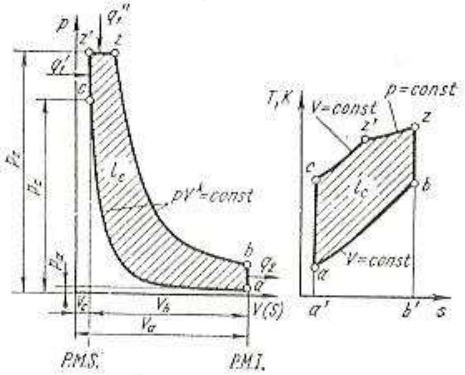


Fig. 7. Ciclo de un motor alternativo con suministro mixto del calor

lo tanto, en este caso $\rho' = 1$. Entonces la fórmula (7) para el rendimiento del ciclo con suministro mixto de calor tendrá la siguiente forma

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \qquad (18)$$

y la presión media del ciclo

$$p_{mc} = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \qquad (19)$$

§ 3. Influencia de diversos factores sobre el rendimiento térmico y sobre la presión media del ciclo

Ciclo con suministro de calor a volumen constante. De la expresión (14) se deduce que el rendimiento del ciclo depende de la relación de compresión y de la naturaleza del fluido operante utilizado que queda definido por el exponente adiabático k.

En la fig. 8 se muestra la dependencia entre el rendimiento térmico η_t y ε para dos valores de k. El exponente $k = 1{,}41$ se ha elegido partiendo de la suposición de que como fluido operante se utiliza el aire (gas biatómico) con calor específico constante; el exponente $k = 1{,}3$ aproximadamente corresponde al exponente adiabático medio de los productos de combustión de la mezcla aire-combus-

tible. Los límites de variación de ε en la fig. 8 se han tomado en correspondencia con sus posibles valores en los motores de encendido por chispa. De la fórmula (14) y de la fig. 8 se infiere que al aumentar la relación de compresión el rendimiento térmico del ciclo crece. Con el incremento del exponente adiabático k el rendimiento también crece. Para cada uno de los valores tomados de ε y k el rendimiento térmico representa una magnitud que no depende del grado de elevación de la presión λ y, por consiguiente, de la cantidad de calor suministrado, es decir, de la carga del motor.

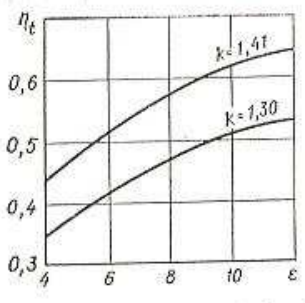


Fig. 8. Variación de η_t del ciclo con suministro de calor a V = const en función de ε para dos valores de k

El análisis de la fórmula (15) muestra que la presión p_{mc} aumenta proporcionalmente a la presión inicial p_a del ciclo. Al aumentar ε la presión p_{mc} se incrementa como consecuencia del crecimiento simultáneo del grado de expansión posterior δ, que conduce a un mayor l_c, así como al crecimiento de η_t. El grado de elevación de la presión λ es una consecuencia del crecimiento de la cantidad del calor suministrado que hace aumentar proporcionalmente también el trabajo específico del ciclo.

En la fig. 9 vienen representados los resultados del cálculo de los valores de p_{mc} para diferentes ε cuando $k = 1{,}3$ y λ varía de 1,5 a 4. La presión p_a, para ε = 4, se adopta igual a 0,1 MPa. Para los siguientes valores de ε las magnitudes p_a han sido calculadas teniendo en cuenta la disminución del volumen V_a al aumentar la relación de compresión. Al analizar la relación entre la presión media p_{mc} y ε es necesario considerar que con el aumento de ε, siendo V_h = const, disminuye el volumen V_a lo que se deduce de la expresión $V_a = V_h [\varepsilon/(\varepsilon - 1)]$. Puesto que $p_a = RT_a/V_a$, entonces al aumentar ε simultáneamente crece p_a, lo que deberá tomarse en cuenta para el cálculo comparativo. El ciclo

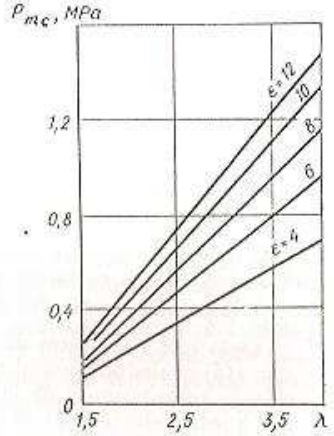


Fig. 9. Relación entre la presión p_{mc} y λ para diferentes valores de ε

más cercano al analizado es el que tiene lugar en un motor de encendido por chispa.

El análisis de las ecuaciones para determinar η_t y p_{mc} muestra que un medio efectivo usado con el fin de mejorar los índices de los motores es el aumento de la relación de compresión ε. Los valores máximos de ε en los motores de encendido por chispa están limitados por las condiciones de garantizar un proceso normal de combustión de la carga (sin detonación o la inflamación prematura espontánea), así como un contenido tolerable de materias tóxicas en los gases de escape.

La relación de compresión en los motores modernos a gasolina oscila entre 6,0 y 9,5 (hasta 11), en los motores a gas de 5,0 a 10,0. Elevadas relaciones de compresión (hasta 11) se utilizan en los motores que funcionan con combustibles de alto octanaje.

Ciclo con suministro de calor a presión constante. De la expresión (16) se deduce que el rendimiento térmico del ciclo depende de la relación de compresión ε, del exponente adiabático k y del grado de expansión preliminar ρ. En la fig. 10 se muestran las relaciones entre el rendimiento térmico del ciclo y ρ para dos valores de k y diferentes ε, típicas para el funcionamiento del motor según dicho ciclo. Del análisis en la fórmula (16) y de la fig. 10 se concluye que, como en el ciclo anteriormente analizado, el aumento de ε conduce al incremento de η_t. Para altos valores de k se alcanzan valores más altos de η_t. Con el aumento de ρ disminuye η_t.

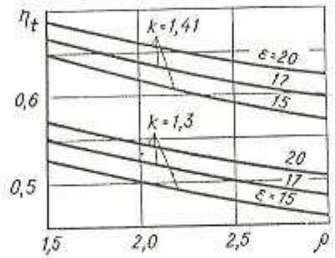


Fig. 10. Variación de η_t del ciclo con suministro de calor a p = const en función de ρ para diferentes valores de ε y k

Del análisis del ciclo se deduce que, al aumentar la carga, el valor de ρ crece y η_t disminuye debido a un mayor suministro de la cantidad de calor. Los valores más altos de η_t corresponden a las condiciones de funcionamiento del motor en vacío, cuando todo el trabajo producido por el motor se consume solamente para superar la fricción entre las piezas en contacto y para accionar los mecanismos auxiliares y, por lo tanto, la cantidad de calor suministrado es mínima. La función obtenida de η_t con respecto a la carga tiene gran importancia para determinar el carácter de la utilización del calor en las condiciones de trabajo.

De la expresión (17) se infiere que con el aumento de la presión inicial del ciclo p_a, del exponente adiabático k, de la relación de compresión ε y del rendimiento térmico η_t la presión media del ciclo se eleva. El grado de expansión preliminar ρ crece en caso de suministrar gran cantidad de calor q_1, lo que conduce a la elevación de p_{mc}, disminuyendo simultáneamente η_t.

El ciclo con suministro de calor a presión constante es propio para el funcionamiento de motores Diesel lentos con compresores que se produjeron en el período inicial de desarrollo de los motores de combustión interna para estaciones eléctricas, para equipos marinos, para mover equipos de diferente uso, etc.

Ciclo con suministro mixto de calor. De la fórmula (18) se deduce que el rendimiento térmico η_t del ciclo con suministro mixto de calor depende del exponente adiabático k, de la relación de compresión ε, de los grados de elevación de la presión λ y de la expansión preliminar ρ. Tanto en este caso como en los ciclos anteriormente analizados, el aumento de ε y elevados valores de k conducen al crecimiento de η_t.

La función de η_t con respecto a λ y ρ es más compleja. Siendo constante la cantidad de calor suministrada q_1, los valores de λ y de ρ dependen de qué cantidad de calor q_1 fue suministrada a volumen constante y qué cantidad se suministró a presión constante. La cantidad total de calor suministrado se determina conforme a la fórmula (9).

Para un valor dado de ε y los parámetros iniciales, siendo $q_1 = \text{const}$

$$\frac{q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} = \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) = \text{const}. \tag{20}$$

Entonces

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\text{const}}. \tag{21}$$

Para determinar la influencia de la relación entre λ y ρ sobre η_t es suficiente analizar la variación del producto $\lambda\rho^k$ en función de λ.

Diferenciando el producto $\lambda\rho^k$ con respecto a λ, obtendremos

$$\frac{d(\lambda\rho)^k}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda\rho^{k-1}\frac{d\rho}{d\lambda}. \tag{22}$$

Para determinar $d\rho/d\lambda$ diferenciamos el denominador del quebrado en la ecuación (18). Puesto que $q_1 = \text{const}$, entonces

$$d[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = 0 \tag{23}$$

y

$$d\lambda + k(\rho - 1)\,d\lambda + k\lambda\,d\rho = 0, \tag{24}$$

de donde

$$k\lambda\frac{d\rho}{d\lambda} = -1 - k(\rho - 1). \tag{25}$$

Sustituyendo en el segundo miembro de la ecuación (22) en lugar de $k\lambda\frac{d\rho}{d\lambda}$ su valor obtenido en la fórmula (25) tendremos

$$\rho^k + k\lambda\rho^{k-1}\frac{d\rho}{d\lambda} = \rho^k - \rho^{k-1}[1 + k(\rho - 1)]; \tag{26}$$

de donde

$$\frac{d(\lambda\rho)^k}{d\lambda} = -\rho^{k-1}(\rho - 1)(k - 1). \tag{27}$$

Teniendo en cuenta que $\rho - 1 \geqslant 0$ y $k - 1 > 0$, de la ecuación (27) resulta que para cualquier cantidad constante de calor suministrado en el ciclo estudiado, con el aumento de λ y la respectiva disminución de ρ, disminuye el numerador del quebrado en la ecuación (18) y, por lo tanto, crece el rendimiento del ciclo.

En la fig. 11 vienen trazadas las curvas de variación del rendimiento térmico del ciclo con suministro mixto de calor para diferentes relaciones entre λ y ρ y para cuatro valores de la cantidad de calor suministrado. Del gráfico se desprende que para la cantidad de calor dada q_1 al aumentar λ y disminuir respectivamente ρ, como ya se mostró en la ecuación (27), η_t se incrementa. El ciclo teórico se analiza para 1 kg de aire y la mayor cantidad de calor suministrado se ha considerado igual a 2500 kJ. Esta cantidad de calor se desprende durante la combustión de aproximadamente 60 g de combustible líquido en caso de utilizar completamente el oxígeno contenido en 1 kg de aire. En los motores de automóviles y tractores, en cada ciclo ingresa una cantidad significativamente menor (aproximadamente en 2000—500 veces) de aire y combustible, sin embargo, el procedimiento de razonamiento y el método de valoración de las magnitudes que caracterizan el rendimiento η_t y la presión media del ciclo p_{me} son los mismos. Los valores del calor $q_1 < 2500$ kJ, asumidos en el cálculo, caracterizan las menores cargas del motor. Siendo $q_1 = 2500$ kJ (curva 1) y $\lambda = 1$, cuando todo el calor se suministra a $p = \text{const}$, $\rho = 3{,}8$ y $\eta_t = 0{,}54$; para $\rho = 1$, cuando todo el calor se suministra a $V = \text{const}$, $\lambda = 4{,}9$, el rendimiento térmico tiene el valor más alto ($\eta_t = 0{,}67$).

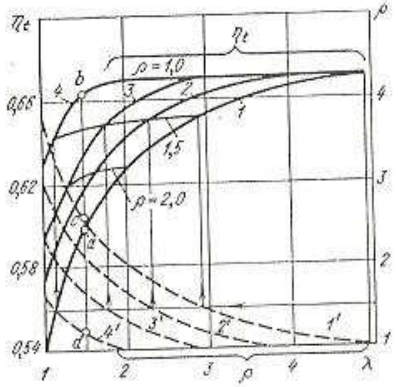


Fig. 11. Curvas de η_t del ciclo con suministro mixto de calor en función de la relación entre λ y ρ para diferentes valores de q_1 ($\varepsilon = 16$; $k = 1{,}41$):
1 y 1′ — $q_1 = 2500$ kJ; 2 y 2′ — $q_1 = 1900$ kJ;
3 y 3′ — $q_1 = 1250$ kJ; 4 y 4′ — $q_1 = 630$ kJ

En caso de variar la cantidad de calor suministrado la magnitud de η_t, para cada valor constante de ρ, puede ser determinada de la manera como se muestra con las flechas para $\rho = 1{,}5$. Con líneas llenas se muestran los valores de η_t para ρ igual a 1; 1,5 y 2,0. Del gráfico se puede ver que siendo $\rho = 1$ (ciclo con admisión de calor

a V = const) el rendimiento térmico no depende de la cantidad del calor suministrado.

Si la cantidad de calor admitida decrece por efecto de la disminución de ρ, manteniendo λ = const, η_t notablemente aumenta. En caso de disminuir la cantidad de calor q_1 para $\rho > 1$ = const y la correspondiente disminución de λ, el rendimiento del ciclo disminuye a medida que aumenta ρ. Así por ejemplo, para $\lambda = 1{,}5 =$ = const, al disminuir la cantidad de calor suministrada desde 2500 hasta 630 kJ, η_t aumenta desde 0,598 (punto *a*) hasta 0,664 (punto *b*), disminuyendo simultáneamente ρ desde 2,57 (punto *c*) hasta 1,25 (punto *d*).

Al elegir los parámetros estructurales del motor es necesario tener en cuenta los valores máximos admisibles de la presión p_z y de la temperatura T_z en el ciclo. Mayores valores de p_z conducen a un incremento de las cargas en las principales piezas del motor y al crecimiento de las pérdidas por rozamiento. Siendo los valores de T_z muy elevados aumenta la tensión térmica de la estructura. Para garantizar un trabajo seguro del motor y su necesaria durabilidad se deben limitar las tensiones admisibles máximas en el mecanismo biela-manivela y, por consiguiente, tanto la presión p_z como la temperatura T_z.

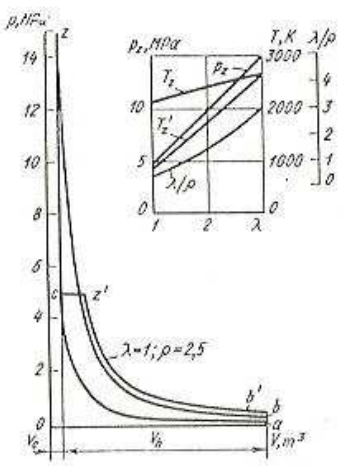


Fig. 12. Parámetros de los puntos característicos del ciclo en función del procedimiento de suministro de calor (ε = 10, k = 1,41, q = 1250 kJ)

Los valores máximos de p_z y T_z para una determinada cantidad de calor suministrado y una relación de compresión elegida serán tanto mayores cuanto más elevada sea λ, es decir, cuanto mayor cantidad de calor se suministre a volumen constante.

En la fig. 12 se muestran los valores de las temperaturas y presiones en los puntos característicos del ciclo en función de la relación entre λ y ρ. Cuando aumenta λ y tiene lugar la disminución respectiva de ρ, la presión p_z se incrementa proporcionalmente a λ y su magnitud alcanza un valor elevado inadmisible (p_z = 15 MPa) para $\rho = 1$ y $\lambda_{máx}$. Con el aumento de λ crece también la temperatura máxima del ciclo T_{mc}. Por lo tanto, debido a los altos valores de p_z y T_z no es conveniente tender a tal proceso para elevados valores de ε, aunque η_t para $\lambda_{máx}$ y $\rho = 1$ alcanza los valores máximos (véase la fig. 11). El proceso de suministro de calor se debe realizar de tal manera que para una λ admisible la carga disminuya siendo

constante el valor de λ y disminuyendo ρ. En este caso siempre se garantiza la mayor utilización efectiva del calor en el motor del vehículo que funciona con carga variable.

La presión media del ciclo con suministro mixto de calor se determina acorde con la fórmula (19).

Elevando la presión inicial p_a y la relación de compresión, así como los valores de k y η_t se pueden obtener mayores valores de p_{mc}. Para el caso, cuando q_1 = const, la expresión $\lambda = 1 + k\lambda\ (\rho - 1)$ también es una magnitud constante, y la variación de p_{mc} en función de la relación entre λ y ρ es proporcional a la variación de η_t.

En la fig. 13 se muestra la variación de la presión p_{mc} en función de la relación entre λ y ρ para cuatro valores de la cantidad de calor suministrado q_1. Los datos iniciales y los valores de q_1 son los mismos que para el cálculo de η_t en el ciclo con suministro mixto de

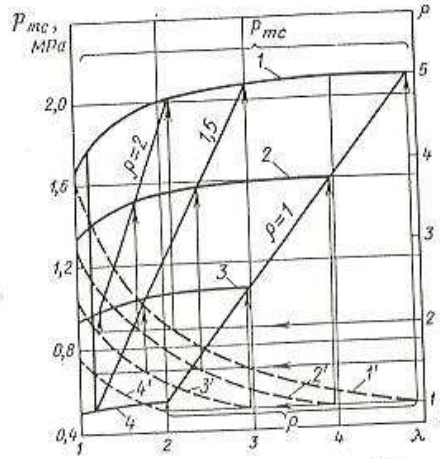


Fig. 13. Curvas de la presión p_{mc} del ciclo con suministro mixto de calor en función de la relación entre λ y ρ para diferentes valores de q_1: *1* y *1'* — q_1 = 2500 kJ; *2* y *2'* — q_1 = 1900 kJ; *3* y *3'* — q_1 = 1250 kJ; *4* y *4'* — q_1 = = 630 kJ

calor (véase la fig. 11). Puesto que la presión media es proporcional al producto $q_1 \cdot \eta_t$, tendremos: 1) para q_1 = const, la p_{mc} será tanto mayor cuanto mayor sea λ y respectivamente menor ρ (curvas *1—4*); 2) en caso de aumentar q_1, cuando λ = const y ρ se eleva (por ejemplo, la recta vertical siendo $\lambda = 1{,}175$), se observa un crecimiento relativamente menor de p_{mc}, en comparación con el caso cuando ρ = const y λ crece (por ejemplo $\rho = 1{,}5$). Esto se explica por el hecho de que con el aumento de la cantidad de calor suministrado en el primer caso η_t disminuye, mientras que en el segundo crece un poco.

3—01591

El ciclo con suministro mixto de calor es típico para los motores Diesel sin compresor, los cuales poseen rendimiento más elevado comparado con los motores de encendido por chispa, debido a que utilizan elevadas relaciones de compresión. El límite inferior de la

1. Parámetros básicos de ciclos que tienen la misma presión p_z

Parámetros	Calor suministrado (fig. 14)		
	a V = const (ciclo $ac'z'zb$)	a p = const (ciclo $acz'b$)	parte a V = const y parte a p = const (ciclo $ac'z'zb$)
Relación de compresión ε	4	14	7
Grado de elevación de presión λ	5,35	1	2,58
Grado de expansión preliminar ρ	1	3,6	1,8
Rendimiento térmico η_t	0,425	0,524	0,460

relación de compresión en los motores Diesel se limita con el fin de obtener al final de la compresión una temperatura que sea suficiente para la inflamación segura del combustible (especialmente durante el arranque). Los valores de las relaciones de compresión en los motores Diesel rápidos modernos vienen expuestos a continuación:

en los de cuatro y dos tiempos sin sobrealimentación	16—18
en los de cuatro y dos tiempos sobrealimentados	12—16
en los de carburantes múltiples	hasta 21

En dichos motores $\lambda = 1{,}4 - 2{,}0$. El valor de ρ depende de la carga del motor y fluctúa entre 1,4—2,2.

Si es necesario limitar las máximas presiones p_z y la temperatura T_z del ciclo, será conveniente suministrar calor a presión constante. En este caso resulta posible aumentar considerablemente ε, como resultado de lo cual, siendo los mismos los valores de p_z que en el caso de suministrar calor a V = const ($\rho = 1$), se obtienen mayores valores para η_t. Los valores intermedios de ε y η_t se logran en el ciclo con suministro mixto de calor.

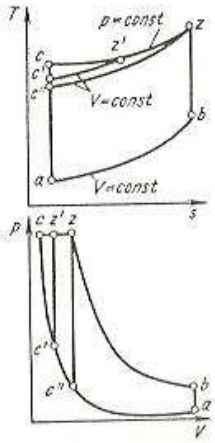


Fig. 14. Ciclos en coordenadas $p - V$ y $T - s$ para iguales valores de p_z

En la fig. 14 se muestran los ciclos en las coordenadas $p - V$ y $T - s$ para presiones p_z iguales. En la tabla 1 vienen expuestos los valores de los parámetros característicos y el rendimiento de estos ciclos para los siguientes datos iniciales: $p_a = 0{,}1$ MPa; $p_z = 4{,}0$ MPa y $k = 1{,}41$.

§ 4. Ciclos termodinámicos de los motores sobrealimentados

Examinemos, a diferencia del ciclo generalizado (véase la fig. 4), el caso cuando el calor se cede solamente a presión constante (línea *fl* en la fig. 15). Las ventajas de semejante ciclo, con respecto al ciclo con suministro mixto de calor y desprendimiento a V = const, son obvias. La superficie rayada del diagrama *bfla* en las coordenadas $p - V$ y $T - s$ corresponde al trabajo adicional obtenido siendo la misma cantidad de calor suministrado.

En el ciclo que se examina con expansión prolongada, el trabajo adicional obtenido está vinculado con el aumento considerable del volumen en el proceso de expansión. Como consecuencia de esto la p_{mc} referida al volumen $V_f - V_c$ ($V_{máx} - V_{mín}$), será sustancialmente menor en comparación con los valores que se logran en el ciclo con suministro mixto y extracción de calor a V = const.

En un ciclo real, al elemento consumidor se transmite no toda la energía mecánica obtenida. Parte de la energía se gasta para vencer el rozamiento en las piezas unidas que poseen movimiento y para accionar los mecanismos auxiliares. En caso de ciclo con expansión prolongada, debido al aumento de volumen, considerablemente se incrementan las pérdidas en rozamiento que no compensan el trabajo adicional obtenido.

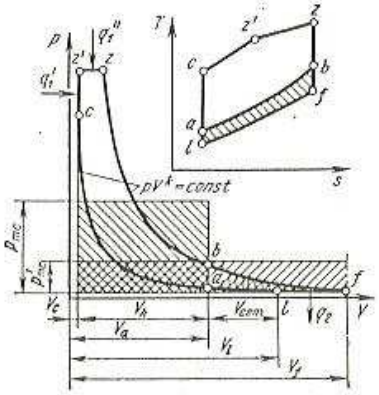


Fig. 15. Ciclo con suministro mixto de calor, expansión prolongada y presión variable de los gases delante de la turbina y con desprendimiento de calor a p = const

Mayor efecto en un motor real a pistón, donde después de cada ciclo realizado tiene lugar el cambio del fluido operante, se alcanza si el proceso de expansión prolongada se efectúa en el rotor de una turbina a gas (línea *bf*), acoplada a un compresor. En el compresor el aire aspirado de la atmósfera se comprime hasta la presión $p_a > p_0$ (línea *la*) y luego ingresa al cilindro del motor a pistón. Puesto que la presión inicial en el cilindro p_a es mayor que la atmosférica, entonces aquí el trabajo específico en la parte correspondiente al pistón del motor será mayor [véase la ecuación (12)]. Con este método de realización del proceso las pérdidas mecánicas en el grupo turbocompresor a gas serán considerablemente menores que en el motor a pistón con expansión prolongada y el rendimiento total será mayor.

El modo de aumentar el trabajo específico mediante la compresión previa del aire (o de la mezcla aire-combustible) en el compresor y su subsiguiente introducción al motor de émbolo se denomina sobrealimentación. El ciclo examinado es un caso particular del ciclo del motor combinado.

El compresor también puede accionarse por el cigüeñal del motor (accionamiento mecánico), pero en este caso parte de la potencia desarrollada por el motor se gasta para el trabajo de compresión en aquél. Es más conveniente para este objetivo utilizar en primer lugar la sobrealimentación por turbocompresor, en el cual se emplea la energía de los gases que escapan del cilindro.

Los ciclos con sobrealimentación se emplean ampliamente en los motores Diesel.

Analicemos el ciclo (véase la fig. 15) con expansión prolongada (línea *bf*) que tiene lugar en la turbina a gas, y con compresión previa del fluido operante en el compresor (línea *la*). Designemos la relación de compresión en el compresor $V_l/V_a = \varepsilon_h$, entonces la relación de compresión total será:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_h \cdot \varepsilon = \frac{V_l}{V_a} \cdot \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_l}{V_c}. \qquad (28)$$

En el ciclo analizado

$$T_f = T_l \rho' = \frac{T_z}{(\delta')^{k-1}} = \frac{T_a \lambda \rho (\varepsilon\rho)^{k-1}}{(\varepsilon_0 \rho')^{k-1}},$$

donde

$$\delta' = \frac{V_f}{V_z} = \frac{\varepsilon_0 \rho'}{\rho}.$$

Puesto que $T_l = T_a/\varepsilon_h^{k-1}$, entonces

$$T_l \rho' = T_a/\varepsilon_h^{k-1} \rho' = T_a \lambda \rho (\varepsilon\rho)^{k-1}/(\varepsilon_0 \rho')^{k-1},$$

de donde $\rho' = \lambda \rho^k / (\rho')^{k-1}$ o $\lambda (\rho/\rho')^k = 1$.

Introduciendo $\lambda (\rho/\rho')^k = 1$ en la ecuación (7) y teniendo en cuenta que $\varepsilon_0 = \varepsilon \cdot \varepsilon_h$, obtendremos

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho' - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (29)$$

El trabajo específico del ciclo con sobrealimentación por turbocompresor es conveniente referirlo a la parte del émbolo del motor (véase la fig. 15). En este caso la p_{mc} se determina a base de la ecuación (19), sustituyendo en ella η_t por el obtenido de la expresión (29).

Examinemos el ciclo con expansión prolongada y suministro de calor a $V = \text{const}$, $\rho = 1$. Según este ciclo aproximadamente funciona el motor de encendido por chispa y sobrealimentado por turbocompresor. En este caso

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho' - 1}{\lambda - 1}. \qquad (30)$$

Si en tal ciclo el calor se suministra a $p = \text{const}$ (ciclo Brayton), entonces $\lambda = 1$ y $\rho = \rho'$. A partir de la ecuación (29) tendremos

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}. \qquad (31)$$

Las turbinas de gas, donde la combustión del combustible en la cámara se realiza a presión constante, funcionan según este ciclo.

En la fig. 16 se muestra el ciclo con sobrealimentación por turbocompresor, en el cual la presión antes de la turbina se mantiene constante (línea *ar*) e igual a la presión al final de la compresión en el compresor. El calor q_2' en el ciclo que se efectúa en el motor, se extrae a volumen constante (proceso *ba*). Este calor en el proceso, caracterizado por la línea *ar* ($p = \text{const}$), se suministra a la turbina de gas.

De la ecuación del rendimiento térmico para cualquier ciclo, tenemos

$$q_2' = q_1 (1 - \eta_t),$$

para el ciclo *acz'zb* con suministro mixto de calor

$$q_2' = q_1 \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (32)$$

El rendimiento del ciclo *arfl*, a partir de la ecuación (31)

$$\eta_{t_h} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_h^{k-1}} = 1 - \frac{q_2}{q_2'},$$

de donde

$$q_2 = q_2' (1 - \eta_{t_h}) = q_2' \frac{1}{\varepsilon_h^{k-1}}.$$

Sustituyendo en lugar de q_2' su valor obtenido de la ecuación (32), obtenemos

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (33)$$

Entonces, el rendimiento térmico de todo el ciclo será

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (34)$$

La presión media del ciclo, referida a la parte del pistón del motor

$$(p_{mc})_p = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon_0^k}{\varepsilon - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]. \qquad (35)$$

Al confrontar las ecuaciones (34) y (18) se deduce que si $\varepsilon_0 = \varepsilon$, entonces η_t del ciclo analizado y del ciclo corriente con suministro mixto de calor serán iguales.

La comparación de los η_t de los dos ciclos examinados con sobrealimentación por turbocompresor muestra que la utilización del calor en el ciclo, en el cual todo el trabajo de la expansión prolongada en el proceso caracterizado por la curva *bf* (véase la fig. 15) se efectúa en la turbina a gas, será mayor que en el segundo ciclo (véase la fig. 16). Sin embargo, al realizar tal ciclo con sobrealimentación por impulsos surge la necesidad de organizar el proceso de expulsión de los gases de escape del cilindro y su entrada en la turbina a gas sin pérdidas, lo que complica la estructura del motor.

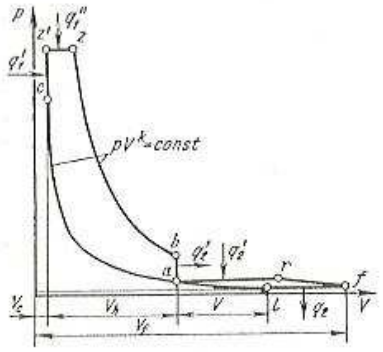


Fig. 16. Ciclo con suministro mixto de calor, expansión prolongada y presión constante de los gases delante de la turbina y con desprendimiento de calor a $p = \text{const}$

En aquellos casos, cuando la compresión previa en el compresor se ejecuta hasta una presión que supere la atmosférica en más de dos veces, después de la compresión hace falta una refrigeración intermedia del aire a presión constante. Durante la refrigeracion intermedia, como resultado del incremento de la densidad de la carga que ingresa al cilindro y de la disminución del trabajo de compresión, la presión p_{mc} aumenta considerablemente, mientras que el rendimiento del ciclo decrece insignificantemente.

CAPÍTULO II

El combustible y sus reacciones químicas

§ 1. Generalidades

En los motores de combustión interna la energía térmica necesaria para realizar el trabajo mecánico, se obtiene como resultado de las reacciones químicas entre el combustible introducido al cilindro y el oxígeno del aire. El tiempo durante el cual transcurren estas reacciones en los motores rápidos modernos es bastante limitado y constituye centésimas o incluso milésimas de segundo. La duración del proceso de preparación de la mezcla aire-combustible para las reacciones químicas depende del tipo de formación de la mezcla y del número de tiempos del ciclo en el motor.

Los métodos de formación de la mezcla aire-combustible y la realización de las reacciones químicas dan lugar a una serie de requisitos que se plantean ante los combustibles utilizados en los motores de combustión interna. En los motores con formación externa de la mezcla (de carburador, a gas y con inyección de combustible al colector de admisión) el combustible, que se suministra junto con el aire a través de la válvula de admisión, deberá fácilmente evaporarse y formar una mezcla homogónea con el aire aspirado. En los motores con formación interna de la mezcla (motores Diesel) el combustible se introduce directamente al cilindro. El inicio del suministro de combustible tiene lugar al final de la compresión adelantando insignificantemente el instante de inflamación, además parte del combustible se introduce durante el proceso de combustión. En estas condiciones hay que asegurar una buena pulverización del combustible, para mezclar las diminutas gotas que aparecen con el aire que se encuentra en el cilindro.

Es indispensable que el período del proceso de combustión del carburante en el cilindro sea pequeño.

Además de los principales requerimientos indicados hace falta que el combustible empleado:

1) garantice un rápido y seguro arranque del motor independientemente de la temperatura del medio exterior;

2) permita realizar el proceso de combustión sin formación de sarro y carbonilla sobre las superficies de la cámara de combustión;

3) contribuya a disminuir el desgaste y corrosión del espejo del cilindro, de los anillos del émbolo y del pistón;

4) asegure las condiciones de una completa y oportuna combustión y la disminución de la cantidad de componentes tóxicos en los productos de la combustión.

Los combustibles que mejor satisfacen a dichos requerimientos son los líquidos y gaseosos. El combustible sólido se puede emplear en los motores de combustión interna solamente después de una previa gasificación en un equipo generador de gas.

§ 2. Nociones breves sobre la estructura y composición del combustible

Estructura del combustible. En los motores de combustión interna se utilizan combustibles (carburantes) líquidos y gaseosos. La fuente principal para obtener el combustible líquido es el petróleo natural. Como resultado de su destilación directa y de la destilación secundaria especial se obtienen gasolina, ligroína, keroseno, aceite diesel, gas-oil, aceite solar, mazut, etc. Además, el combustible líquido se puede obtener también aplicando un tratamiento especial de la hulla y el lignito, así como de los esquistos. En los motores de automóviles y tractores se emplean la gasolina, el aceite diesel y también el gas. En los motores Diesel de múltiples carburantes difundidos en la actualidad, la composición de los combustibles utilizados se ha ampliado. En ellos se puede utilizar hasta el 71% de las fracciones del petróleo (en los motores de carburadores y Diesel, tomados conjuntamente, se alcanza solamente el 54%).

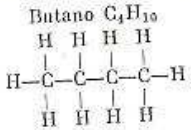
El combustible líquido consiste fundamentalmente en una mezcla de hidrocarburos que difieren según su estructura molecular que es la que muestra la estructura química del combustible y según su composición química que indica el contenido de determinados elementos. La estructura molecular indica el contenido de diferentes series homológicas de hidrocarburos existentes en el combustible y determina las principales propiedades físico-químicas del combustible e influye en los procesos de evaporación, inflamación y combustión del mismo.

Los principales componentes del petróleo son los hidrocarburos de las series: parafínicas (alcanos), del tipo C_nH_{2n+2}; nafténicas, del tipo C_nH_{2n} y aromáticas, de los tipos C_nH_{2n-6} y C_nH_{2n-12}. Los hidrocarburos de las series olefínica, diolefínica y acetilénica se contienen en cantidades insignificantes en el petróleo. El petróleo contiene, en promedio, 84—85% de carbono y 12—14% de hidrógeno, lo demás está conformado por nitrógeno, oxígeno y azufre. Los hidrocarburos que integran la composición de los combustibles líquidos, contienen en una molécula de 5 a 30 átomos de carbono (en la gasolina 5—12, en el keroseno y en el aceite diesel hasta 30).

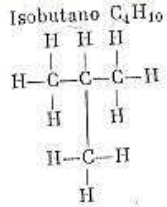
Los hidrocarburos saturados pertenecen a los compuestos orgánicos en cadena. Pueden tener cadenas de átomos de carbono lineales o ramificadas (alcanos o isoalcanos) y cadenas cerradas en forma de anillo (cíclicos). Las cadenas de átomos de carbono de estos hidrocarburos se unen mediante simples enlaces y están completamente saturadas de átomos de hidrógeno. Los hidrocarburos alcanos normales (*n*-alcanos) tienen las cadenas de átomos de carbono no ramificadas. En el petróleo se encuentran conjuntamento con los *n*-alcanos sus hidrocarburos isómeros, que tienen una estructura cuyos átomos de carbono en las moléculas forman cadenas ramificadas.

En calidad de ejemplo de un *n*-alcano y su isómero i-alcano se exponen a continuación las fórmulas estructurales del butano, isobutano, octano e isooctano:

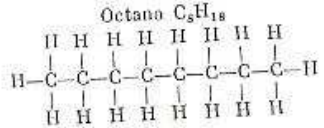
Butano C_4H_{10}



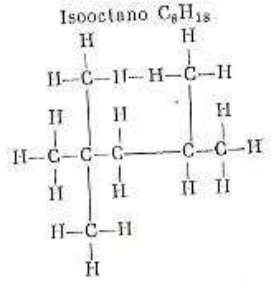
Isobutano C_4H_{10}



Octano C_8H_{18}



Isooctano C_8H_{18}

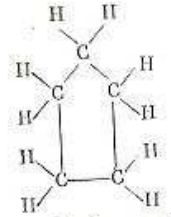


Cuanto más compacta sea la molécula del hidrocarburo, tanto mayor será su resistencia antidetonante, caracterizada por su número de octano.

En las gasolinas empleadas en los motores de encendido por chispa es más conveniente tener dentro de sus componentes los isoalcanos, ya que ellos poseen menor tendencia a la detonación. El isooctano se utiliza para evaluar la calidad detonante del combustible. En los combustibles Diesel los componentes más valiosos son los *n*-alcanos, que poseen una temperatura de autoinflamación más baja, en comparación con los isómeros, además, ésta disminuye con el aumento de las dimensiones de la molécula. Por eso, en calidad de combustible Diesel se emplean fracciones más pesadas del petróleo.

Las moléculas cíclicas, denominadas también moléculas cicloparafínicas, tienen los anillos cerrados y están conformadas de cinco o seis átomos de carbono unidos entre sí por simples valencias.

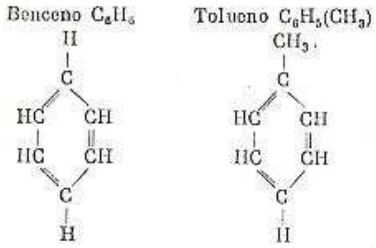
En calidad de ejemplo se expone a continuación, la estructura de la molécula del ciclopentano C_5H_{10}:



Semejante estructura de las moléculas asegura mayor resistencia a la inflamación del combustible. Cuando la gasolina contiene moléculas cíclicas su resistencia antidetonante se incrementa.

Los hidrocarburos aromáticos tienen una estructura de anillo de las moléculas con un núcleo bencénico de seis átomos de carbono, ligados entre sí por tres enlaces dobles y tres simples.

Las fórmulas estructurales del benceno y de su primer homólogo —el metilbenceno (tolueno)— se muestran a continuación:



La alta estabilidad de los hidrocarburos aromáticos con núcleo bencénico se explica por su estructura de anillo. El contenido de hidrocarburos aromáticos en la gasolina aumenta su resistencia antidetonante. La cantidad de hidrocarburos aromáticos en la gasolina obtenida por destilación directa del petróleo, alcanza 10—15%. Uno de los procedimientos para elevar el poder antidetonante es el empleo del craqueo catalítico. Con este procedimiento se pueden formar hasta un 65—70% de uniones aromáticas. Notemos que las gasolinas que contienen uniones aromáticas poseen una elevada tendencia a la formación de carbonilla.

Composición química del combustible. Se denomina composición química del combustible al contenido másico o volumétrico de cada elemento en el combustible. La composición química del combustible líquido se ha adoptado expresar en unidades de masa. Por ejemplo, 1 kg de isooctano (C_8H_{18}) contiene 0,842 kg de carbono (C) y 0,158 kg de hidrógeno (H). Para 1 kg de combustible líquido compuesto de carbono (C), hidrógeno (H) y oxígeno (O_c), con ausencia de azufre, se puede escribir:

$$C + H + O_c = 1 \text{ kg}. \qquad (36)$$

El combustible gaseoso, empleado para los motores de automóviles, está compuesto de una mezcla de diferentes gases, unos carburantes y otros inertes. Se ha adoptado expresar su composición en unidades volumétricas o en moles.

Para 1 m³ ó 1 mol de combustible gaseoso, designando el porcentaje volumétrico de cada gas que participa en la mezcla según su fórmula química, se puede escribir:

$$\sum C_nH_mO_r + N_2 = 1. \qquad (37)$$

En los motores de automóviles se emplean gases comprimidos y licuados. Los gases comprimidos generalmente están compuestos por una mezcla de metano, hidrógeno libre, óxido de carbono, así como también por cierta cantidad de gases incombustibles (inertes): nitrógeno, gas carbónico, oxígeno y otros. Dichos gases pueden estar comprimidos a temperatura normal hasta una presión elevada (20 MPa) y no pasan al estado líquido. Los gases comprimidos se dividen en

gases que poseen altos valores del calor de combustión ($H_u = 23 \ldots 37{,}5$ MJ/m³) y gases de mediano valor ($H_u = 14{,}5 \ldots 23$ MJ/m³). Entre los gases que poseen alto calor de combustión figuran el gas natural, el gas derivado del petróleo (industrial), el gas de las canalizaciones, así como también la fracción metánica del gas de coque obtenida en las fábricas de abonos nitrogenados; a los gases que poseen calor de combustión mediano se refieren el gas de coque, el gas de alumbrado y algunos gases industriales.

Los gases licuados que son productos petrolíferos del gas de entubación y del gas natural, están compuestos por propano, butano normal y su isómero, por cierta cantidad de etano y una pequeña cantidad de pentano. En los gases licuados obtenidos al refinar el petróleo, los derivados del petróleo y los combustibles sólidos, conjuntamente con los gases enumerados se encuentran el propileno, el butileno y su isómero, así como también una pequeña cantidad de etileno. Los gases licuados, en comparación con los gases comprimidos, se caracterizan por tener mayor concentración térmica de energía por unidad de volumen y considerable menor presión, a la cual el gas en estado licuado se contiene en botellas (aproximadamente a $t = 15$ °C, $p_b = 1{,}6$ MPa). Al emplear gases licuados en los automóviles, disminuyen las exigencias planteadas ante las botellas de gas instaladas en el vehículo.

Los combustibles gaseosos empleados en los motores de automóviles se transportan en botellas, en estado comprimido o licuado. Al utilizar en los motores de automóviles gas comprimido éste se suministra desde la botella a través de un calentador y una válvula de reducción, en la cual la presión del gas disminuye hasta 0,1 MPa (presión atmosférica). En caso de que se empleen gases licuados, éstos se suministran desde la botella hacia el motor a través de un intercambiador de calor-vaporizador y una válvula reductora. En el vaporizador el combustible licuado pasa al estado gaseoso y a través de un mezclador, ingresa al cilindro del motor una mezcla aire-combustible homogénea.

En los motores de automóviles, como combustible obtuvieron mayor difusión los gases licuados.

Los combustibles gaseosos poseen mayor resistencia antidetonante que las gasolinas (véase la tabla 4).

§ 3. Breves nociones sobre las propiedades del combustible

Volatilidad del combustible. La volatilidad del combustible, que depende de su composición fraccionada, de la tensión de los vapores, de la tensión superficial y del calor de vaporización, es una de las características principales del combustible. Se determina en un aparato especial calentando el combustible y seleccionando sucesivamente las fracciones que se volatilizan en determinados intervalos de temperaturas.

La composición fraccionada de los combustibles se establece según el GOST[1]). Son puntos característicos para cada combustible las temperaturas a las cuales se evapora el 10, 50 y 90% de su volumen, además para las gasolinas se da la temperatura final de ebullición.

El gráfico que relaciona la composición fraccionada del combustible en función de la temperatura se denomina *curva de destilación fraccionada*. La composición fraccionada del combustible sustancial-

[1]) Normas estatales soviéticas.

mente influye sobre la plenitud de la vaporización, la velocidad de la formación de la mezcla aire-combustible y el proceso de combustión. En la fig. 17 se muestran las curvas de destilación fraccionada de diferentes combustibles. El proceso de destilación de la gasolina (curva *1*) está limitado por las temperaturas desde 35—55 hasta 200 °C; del aceite diesel (curva *3*), desde 185—200 hasta 350 °C. La curva *2* caracteriza la destilación fraccionada del kerosene que antes se utilizaba en los motores de tractores de encendido por chispa.

Las temperaturas elevadas de destilación del petróleo se refieren a aquellos componentes a partir de los cuales se obtienen los aceites lubricantes, mazuts y residuos (incluido el asfalto).

Resistencia a la detonación e inflamabilidad del combustible. La gasolina se emplea en los motores de encendido por chispa. En estos motores la velocidad de combustión de la mezcla aire-combustible no deberá sobrepasar ciertos límites. El proceso transcurre anormalmente (combustión detonante) en caso de que la combustión en su última fase se efectúe a excesiva velocidad, apareciendo el golpeteo, recalentamiento e incluso la destrucción de sus principales piezas. La aparición de la detonación depende, además de las condiciones de funcionamiento, de la tendencia del combustible a la combustión detonante, que es variable para las diferentes gasolinas en función de su estructura. La resistencia a la detonación de las gasolinas se evalúa por su *número* o *índice de octano* (N.O.) que numéricamente es igual al porcentaje (en volumen) de isooctano (2, 2, 2, 4-trimetilpentano), que posee la máxima resistencia a la detonación, en una mezcla con *n*-heptano, que es muy propenso a la detonación y que sea equivalente —por sus propiedades detonantes— a una gasolina dada al hacer pruebas en condiciones estándar en un motor monocilíndrico especial.

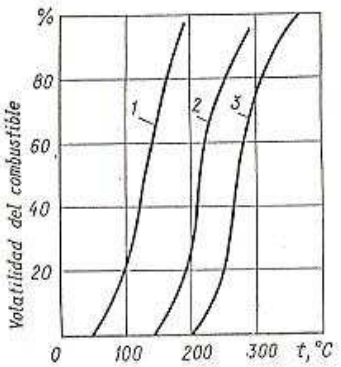


Fig. 17. Curvas de destilación fraccionada de diversos combustibles

En los motores Diesel el combustible se inyecta al aire calentado como resultado de la compresión. El principal requerimiento hacia el combustible para Diesel es la facilidad de su inflamación al entrar en contacto con el aire caliente. Esta propiedad se evalúa por el intervalo mínimo posible entre el instante en que comienza a inyectarse el combustible y el instante en que se inflama. Esto intervalo, denominado *retardo a la inflamación*, depende no solamente de las condiciones de funcionamiento sino que, en gran medida, de las propiedades físico-químicas del combustible. La inflamabilidad del combustible se aprecia por su *número* o *índice de cetano* (N.C.). Para unas mismas condiciones al final del proceso de compresión el número de cetano se determina por la duración del retardo a la inflamación. Cuanto más alto sea el índice de cetano tanto menor será el retardo a la inflamación.

El número de cetano se determina aplicando diferentes métodos en motores monocilíndricos estandarizados especiales, donde comparan el combustible ensayado con una mezcla patrón de dos hidrocarburos químicamente puros —el cetano $C_{16}H_{34}$, que se inflama fácilmente (su índice es 100), y de α-metilnaftaleno $C_{10}H_7CH_3$, que se inflama difícilmente (su número de cetano es 0). Dicho índice para un combustible dado se caracteriza por el porcentaje de cetano existente en la mezcla con α-metilnaftaleno, que tiene el mismo retardo a la inflamación que el combustible ensayado en las mismas condiciones.

2. Principales índices de las gasolinas para automóviles (según el GOST 2084—67)

Indices	A-72	A-76	A-93	A-98
Poder antidetonante, caracterizado por el número de cetano, determinado por el método:				
de motor, no menor de	72	76	85	89
de investigación, no menor de	sin norma		93	98
Contenido de tetraetilo de plomo, g/kg (no mayor de)	no tiene	0,041	0,82	0,82
Composición fraccionada:				
temperatura del comienzo de la destilación, °C (no menor de):				
gasolina de verano	35	35	35	35
gasolina de invierno		sin norma		
10% de la gasolina se destila a la temperatura, °C (no mayor de):				
en la de verano	70	70	70	70
en la de invierno	55	55	55	—
50% de la gasolina se destila a la temperatura, °C (no mayor de):				
en la de verano	115	115	115	115
en la de invierno	100	100	100	—
90% de la gasolina se destila a la temperatura, °C (no mayor de):				
en la de verano	180	180	180	180
en la de invierno	160	160	160	—
temperatura del fin de la destilación de la gasolina, °C (no mayor de):				
en la de verano	195	195	195	195
en la de invierno	185	185	185	—
residuo en el matraz, % (no mayor de)	1,5	1,5	1,5	1,5
pérdidas, % (no más de)	4,0	4,0	4,0	4,0

En las tablas 2 y 3 se muestran algunos de los índices principales de los combustibles empleados en los motores de automóviles y tractores.

Para aumentar el poder antidetonante de la gasolina se emplea, junto con su tratamiento especial, un aditivo al combustible: el fluido de etilo. El porcentaje de este aditivo en el combustible se

3. Principales índices de los combustibles para motores Diesel

Índices	GOST 305—73				GOST 4749—73			
	A	З (Z)	З(L)	ЗС (ZS)	ДА (DA)	ДЗ (DZ)	ДЛ (DL)	ДС (DS)
Número de cetano, no menor de	45	45	45	45	45	45	45	50
Composición fraccionada:								
50% se destila a la temperatura, °C (no mayor de)	240	250	280	280	255	280	290	280
96% se destila a la temperatura, °C (no mayor de)	330	340	360	340	330	340	360	340
Viscosidad a 20 °C, en cSt	1,5—2,5	1,8—3,2	3,0—6,0	1,8—3,2	1,5—4,0	3,5—6,0	3,5—6,0	4,5—8,0
Cenizas, en % (no mayor de)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Contenido de azufre, en % (no mayor de)	0,4	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2

limita, debido a su toxicidad. A las gasolinas etiladas según las normas GOST 2084—67 también se les añade un colorante especial. Durante la conservación, traslado y empleo de la gasolina etilada deberán observarse las reglas de su tratamiento.

Para el servicio de automóviles en las ciudades y regiones con alta densidad de población, así como en las propias empresas, deberán elaborarse gasolinas no etiladas de todos los tipos.

En la URSS los combustibles Diesel para vehículos se elaboran en función de los requerimientos de dos normas GOST. Según la norma GOST 305—73 los combustibles Diesel se elaboran de petróleos sulfurosos y según la norma GOST 4749—73, de petróleos con poco contenido de azufre.

En concordancia con las normas GOST señaladas se han establecido cuatro tipos de combustible Diesel: A y ДА (DA)—ártico, empleado en los motores Diesel que funcionan a temperaturas más bajas de —30 °C; З(Z) y ЗС(ZS) (de invierno nórdico) y ДЗ(DZ),

empleado a temperaturas más altas de —30 °C hasta 0 °C; cuando la temperatura del aire es mayor de 0 °C se emplean los combustibles ДЛ(L) y ДЛ(DL); el combustible ДС(DS) (especializado) difiere de otros por tener valores más altos del número de cetano (igual a 50) y de la temperatura de inflamación (90 °C). En la tabla 3 se exponen algunos de los principales índices de los combustibles para Diesel.

Además de los parámetros expuestos en las tablas 2 y 3, la norma GOST prevé otros requerimientos a los que deben satisfacer los combustibles para motores. Entre ellos figuran la tensión de vapor, viscosidad, densidad, temperaturas de congelación, de inflamación y de inflamación espontánea, acidez, contenido de gomas, tensión superficial, coquificación, contenido de cenizas y otros.

Al emplear combustible Diesel con alto contenido de azufre aparece la posibilidad del desgaste excesivo del espejo del cilindro y de los anillos del émbolo. Para evitar el incremento de este desgaste, si en el combustible Diesel hay más de 0,2% de azufre (pero no más de 1,0%) deberá emplearse aceite Diesel con el aditivo ya sea ЦИАТИМ-339 (TsIATIM-339) o АзНИИ-7 (AzNII-7), o bien con aditivos permitidos para los motores Diesel del tipo dado.

Para aumentar el número de cetano del combustible, en ciertos casos se agregan aditivos especiales a los combustibles Diesel (nitratos y peróxidos de diferentes tipos, en cantidad de 0,5—3%). Para disminuir la cantidad de humos se agregan aditivos especiales antifumígenos.

§ 4. Reacciones químicas de combustión del carburante

La combustión del carburante en el cilindro del motor es un proceso químico complejo. Analicemos las reacciones químicas finales de los elementos componentes del combustible con el oxígeno del aire, sin tener en cuenta las etapas intermedias del proceso de combustión.

Reacciones químicas de combustión completa del carburante líquido. La composición química de los combustibles se determina acorde con la expresión (36).

Cuando la combustión del combustible es completa se supone que, como resultado de las reacciones del carbono y del hidrógeno con el oxígeno del aire, se forman anhídrido carbónico y vapor de agua, respectivamente. En este caso la oxidación del carbono y del hidrógeno del combustible corresponde a las ecuaciones químicas:

$$C + O_2 = CO_2 \quad \text{y} \quad 2H_2 + O_2 = 2H_2O.$$

En los cálculos de los productos iniciales y finales de la reacción en unidades másicas obtenemos:

para C kg | C |

$$C\,\text{kg} \mid C \mid + \frac{8}{3} C\,\text{kg} \mid O_2 \mid = \frac{11}{3} C\,\text{kg} \mid CO_2 \mid; \qquad (38)$$

para H kg | H_2 |

$$H \text{ kg} \mid H_2 \mid + 8H \text{ kg} \mid O_2 \mid = 9H \text{ kg} \mid H_2O \mid. \quad (39)$$

Cuando el cálculo se hace en kmol

$$C \text{ kg} \mid C \mid + \frac{C}{12} \text{ kmol} \mid O_2 \mid = \frac{C}{12} \text{ kmol} \mid CO_2 \mid; \quad (40)$$

$$H \text{ kg} \mid H_2 \mid + \frac{H}{4} \text{ kmol} \mid O_2 \mid = \frac{H}{2} \text{ kmol} \mid H_2O \mid. \quad (41)$$

De las ecuaciones (40) y (41) se desprende que, como resultado de la reacción del carbono con el oxígeno, el volumen del número de moles de los productos finales de la reacción del CO_2 es igual al volumen del oxígeno que participa en la racción. Las reacciones del hidrógeno con el oxígeno conducen al aumento del volumen (número de moles) del vapor de agua en dos veces con respecto al oxígeno consumido.

Determinación de la cantidad teórica de aire necesaria para que se queme totalmente el carburante líquido. La menor cantidad de oxígeno O_0 que se necesita suministrar desde el exterior al combustible para su completa oxidación se denomina *cantidad teórica de oxígeno*. De las ecuaciones (38) y (39) se deduce que para la combustión completa de 1 kg de combustible se necesita la siguiente cantidad de oxígeno:

$$O_0 = \frac{8}{3} C + 8H - O_c \quad (42)$$

o según las ecuaciones (40) y (41) al calcular en kmol

$$O_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}. \quad (43)$$

En los motores de combustión interna el oxígeno necesario para la combustión se encuentra en el aire que se introduce al cilindro durante el proceso de admisión. Considerando que el contenido en masa de oxígeno en el aire es aproximadamente 23% y en volumen 21%, obtendremos respectivamente la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1 kg de combustible, en kg:

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3} C + 8H - O_c\right) \quad (44)$$

o en kmol

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right). \quad (45)$$

La masa molecular aparente del aire es $\mu_a = 28{,}97$, por lo tanto:

$$l_0 = \mu_a \cdot L_0 = 28{,}97\ L_0. \quad (46)$$

La cantidad teórica de aire l_0 (L_0) necesaria para la combustión de una mezcla de composición estequiométrica puede ser hallada a través de la característica del combustible β, que se determina a

base de la fórmula

$$\beta = \frac{3 \cdot 0{,}79}{C}\left(H - \frac{O_c}{8}\right) = \frac{2{,}37}{C}\left(H - \frac{O_c}{8}\right). \quad (47)$$

La característica del combustible β al quemarlo en el aire atmosférico depende de la composición elemental del combustible y de la cantidad de oxígeno en el aire.

Después de algunas transformaciones la expresión (45) adquiere la forma (en kmol) siguiente:

$$L_0 = \frac{C}{1{,}99}(0{,}79 + \beta). \quad (48)$$

Los valores de β y L_0 vienen insertados en la tabla 5.

Reacciones químicas de combustión completa de carburantes gaseosos. La ecuación de reacción de la combustión de un componente del carburante gaseoso tipo $C_nH_mO_r$ se puede describir partiendo de que para quemar n átomos de C se requiere n moles de O_2 y como resultado de tal reacción se forman n moles de CO_2; para quemar $m/2$ moles de H_2 se requiere $m/4$ moles de O_2 y como resultado se forman $m/2$ moles de H_2O. Entonces, considerando la presencia de oxígeno O_r en dicho gas, la reacción de oxidación del componente se expresará por la ecuación

$$1 \text{ mol } C_nH_mO_r + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right) \text{mol } O_2 = n \text{ mol } CO_2 + \frac{m}{2} \text{ mol } H_2O. \quad (49)$$

Por ejemplo, la reacción química del C_2H_4 con el oxígeno a base de la fórmula (49) tiene la forma

$$1 \text{ mol } C_2H_4 + \left(2 + \frac{4}{4}\right) \text{mol } O_2 = 2 \text{ mol } CO_2 + 2 \text{ mol } H_2O.$$

La cantidad teórica de aire (en mol o en m^3) necesaria para la combustión de 1 mol ó 1 m^3 de combustible gaseoso, compuesto de una serie de elementos tipo $C_nH_mO_r$, se determinará conforme a la expresión

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right) C_nH_mO_r, \quad (50)$$

donde $C_nH_mO_r$ son las fracciones volumétricas de los componentes separados en el combustible gaseoso.

Coeficiente de exceso de aire. En el motor de automóvil la cantidad de aire realmente consumida puede ser, en función del tipo de formación de la mezcla, de las condiciones de encendido y combustión, así como del régimen de funcionamiento, mayor, igual o menor que la necesaria teóricamente para la combustión completa.

La relación entre la cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor (l, en kg o L, en kmol) y la cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1 kg de carburante, se denomina

coeficiente de exceso de aire y se designa con la letra α:

$$\alpha = l/l_0 \tag{51}$$

o

$$\alpha = L/L_0. \tag{52}$$

Siendo la mezcla estequiométrica $L = L_0$ ($l = l_0$) el coeficiente de exceso de aire $\alpha = 1$; si $\alpha < 1$ (insuficiencia de oxígeno), la mezcla se denomina *rica*; cuando $\alpha > 1$ (exceso de oxígeno), la mezcla se denomina *pobre*.

En los motores de gasolina con encendido de la mezcla homogénea por chispa y con regulación combinada, cuando la mariposa de gases está completamente abierta, la mayor economicidad y el transcurso suficientemente estable del proceso de combustión se logra siendo $\alpha = 1{,}1 \ldots 1{,}3$. La máxima potencia de estos motores se obtiene enriqueciendo ligeramente la mezcla ($\alpha = 0{,}85 \ldots 0{,}90$). Para alcanzar un trabajo estable del motor a bajas cargas y en vacío se necesita un mayor enriquecimiento de la mezcla. En caso de $\alpha < 1$, debido a la insuficiencia de oxígeno, el combustible no se quema totalmente, como consecuencia de lo cual durante la combustión el desprendimiento de calor es incompleto y en los gases de escape aparecen los productos de la oxidación incompleta (CO, H, CH_4 y otros).

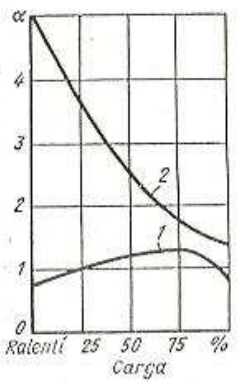


Fig. 18. Límites de variación del coeficiente α en función de la carga:
1 — motor de carburador; 2 — motor Diesel

En los motores Diesel, donde se emplea la regulación cualitativa, el coeficiente α varía en función de la carga en amplios límites (desde 5 y más a pequeñas cargas, hasta 1,4—1,25 a plena carga). En la fig. 18 se muestran las curvas del coeficiente α en función de la carga del motor.

El profesor E. K. Mázing propuso también evaluar la composición de la mezcla aire-combustible a través de la magnitud $1/\alpha$, que la llamó coeficiente de utilización del aire. Esta magnitud dividida entre la cantidad teórica de aire $1/\alpha l_0$ frecuentemente se utiliza para analizar el proceso de trabajo del motor y se denomina relación combustible-aire.

Mezcla carburante y composición de los productos de combustión para $\alpha \geqslant 1$ (combustión completa). En el motor de encendido por chispa el aire y el combustible, en forma de una mezcla, se suministran en el proceso de admisión al cilindro. La cantidad total de mezcla carburante (en kmol), constituida por vapores de combustible y aire, en caso de combustión completa de 1 kg de carburante es

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_c}, \tag{53}$$

donde μ_c es la masa molecular del combustible (véase la tabla 5).

En el motor Diesel la mezcla aire-combustible se forma en la cámara de combustión durante la inyección del combustible al final del proceso de compresión y en el transcurso del proceso de combustión. Como consecuencia de esto, así como debido al pequeño volumen que ocupa el combustible líquido, no se toma en cuenta la masa molecular del combustible, entonces (en kmol) tendremos:

$$M_1 = \alpha L_0 \cdot r \tag{54}$$

Para el combustible gaseoso (en kmol o en m^3)

$$M_1 = 1 + \alpha L_0. \tag{55}$$

Para cualquier combustible la masa de la mezcla (en kg)

$$G_1 = 1 + \alpha l_0 \tag{56}$$

Cuando el combustible arde totalmente ($\alpha \geqslant 1$) los productos de la combustión están constituidos por anhídrido carbónico, vapor de agua, oxígeno sobrante y nitrógeno que se han formado como resultado de la reacción química. La cantidad total de productos de la combustión (en kmol), referida a 1 kg de combustible, es:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \tag{57}$$

La cantidad (en kmol) de los componentes por separado de los productos de la combustión se hallan aplicando las siguientes fórmulas:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \tag{58}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \tag{59}$$

$$M_{O_2} = 0{,}21\alpha L_0 - 0{,}21 L_0 = 0{,}21(\alpha - 1) L_0, \tag{60}$$

donde $0{,}21\alpha L_0$ es la masa de oxígeno suministrado, en kmol; $0{,}21 L_0$, la masa de oxígeno que ha participado en la reacción, en kmol.

Expresando L_0 a través de la característica del combustible β según la ecuación (48) y teniendo en cuenta que $1{,}99 = 0{,}21 \cdot 12 \times 0{,}79$, obtendremos (en kmol):

$$M_{O_2} = \frac{C}{12 \cdot 0{,}79}(0{,}79 + \beta)(\alpha - 1); \tag{61}$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha L_0 = \frac{C\alpha}{12 \cdot 0{,}21}(0{,}79 + \beta). \tag{62}$$

Después de introducir en la ecuación (57) las expresiones (58)—(60) y (62) hallamos:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}21\,(\alpha - 1)\,L_0 + 0{,}79\alpha L_0 =$$

$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0{,}21 L_0. \qquad (63)$$

Sustituyendo la expresión $0{,}21\ L_0$ por su valor a partir de la expresión (45), tendremos en (kmol)

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - \frac{C}{12} - \frac{H}{4} + \frac{O_c}{32} = \alpha L_0 + \frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right). \qquad (64)$$

Determinemos la cantidad de productos de combustión (en kmol) empleando la característica del combustible. De las fórmulas (58), (59), (61) y (62) tenemos

$$M_2 = \frac{H}{2} + \frac{C}{12}\left[1 + (0{,}79 + \beta)\left(\frac{\alpha - 1}{0{,}79} + \frac{\alpha}{0{,}21}\right)\right]. \qquad (65)$$

Después de las transformaciones correspondientes obtenemos

$$M_2 = \frac{H}{2} + \alpha L_0 - \frac{\beta C}{12 \cdot 0{,}79}. \qquad (66)$$

Para la composición estequiométrica de la mezcla ($\alpha = 1$)

$$M_{O_2} = 0;$$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79\alpha L_0. \qquad (67)$$

Entonces, para cualquier valor de $\alpha > 1$ la cantidad de los productos de combustión (en kmol)

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79 L_0 + 0{,}79\,(\alpha - 1)\,L_0 + 0{,}21\,(\alpha - 1)\,L_0 =$$

$$= (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1)\,L_0, \qquad (68)$$

donde $0{,}79\ (\alpha - 1)\ L_0$ y $0{,}21\ (\alpha - 1)\ L_0$ son las masas de nitrógeno y oxígeno sobrantes respectivamente en los productos de la combustión, en función del coeficiente de exceso de aire.

La masa de los productos de combustión (en kg) al quemar 1 kg de carburante

$$G_2 = \frac{11}{3}C + 9H + 0{,}23\,(\alpha - 1)\,l_0 + 0{,}77\alpha l_0 = G_1. \qquad (69)$$

Determinemos la cantidad de productos de la combustión al quemar un combustible gaseoso. Para 1 mol (ó 1 m³) de combustible gaseoso tenemos la cantidad de cada uno de los componentes (en mol o m³)

$$M_{CO_2} = \sum n\,(C_nH_mO_r); \qquad (70)$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2}\,(C_nH_mO_r); \qquad (71)$$

$$M_{O_2} = 0{,}21\,(\alpha - 1)\,L_0; \qquad (72)$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha L_0 + N_2, \qquad (73)$$

donde N_2 es la cantidad de nitrógeno en el combustible, en mol o en m³.

Al quemar 1 mol ó 1 m³ de carburante gaseoso la cantidad de productos de la combustión (en mol o en m³) resulta:

$$M_2 = \sum\left(n + \frac{m}{2}\right) C_nH_mO_r + \alpha L_0 - 0{,}21 L_0 + N_2. \qquad (74)$$

Sumemos y restemos en la parte derecha de la igualdad a $\sum C_nH_mO_r$ y sustituyamos en el miembro de la ecuación $0{,}21\ L_0$ el valor de L_0 obtenido a partir de la fórmula (50), entonces

$$M_2 = \sum\left(n + \frac{m}{2} - n - \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_nH_mO_r +$$

$$+ \sum C_nH_mO_r + N_2 + \alpha L_0, \qquad (75)$$

donde M_2 se expresa en mol o en m³.

Teniendo en cuenta que $\sum C_nH_mO_r + N_2 = 1$, obtendremos (en mol o en m³)

$$(M_2)_{\alpha>1} = \sum\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_nH_mO_r + 1 + \alpha L_0. \qquad (76)$$

Para $\alpha = 1$, de la ecuación (74) tendremos

$$(M_2)_{\alpha=1} = \sum\left(n + \frac{m}{2}\right) C_nH_mO_r + 0{,}79 L_0 + N_2, \qquad (77)$$

entonces

$$(M_2)_{\alpha>1} = (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1)\,L_0. \qquad (78)$$

De las expresiones (68) y (78) se infiere que siendo $\alpha > 1$ la cantidad de productos de combustión es igual a $(M_2)_{\alpha<1}$ más la cantidad de aire sobrante $L_0\ (\alpha - 1)$, que no ha participado en la combustión.

Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha < 1$ (combustión incompleta del carburante). En ciertos regímenes de funcionamiento del motor de encendido por chispa es necesario enriquecer la mezcla, cuando $\alpha < 1$ (véase la curva *1* de la fig. 18). En estas condiciones, debido a la escasez de oxígeno, parte del carbono del combustible se oxida formando monóxido de carbono y parte del hidrógeno no reacciona con el oxígeno. El análisis de los gases de escape (para $\alpha < 1$) muestra que la relación entre el número de moles de hidrógeno y del monóxido de carbono es aproximadamente constante para el combustible dado y no depende de la magnitud α. De-

signemos esta relación por

$$K = M_{H_2}/M_{CO}. \quad (79)$$

De acuerdo a experimentos efectuados con gasolinas cuyo H/C = = 0,17 . . . 0,19, la relación $K = 0,45 \ldots 0,50$ y en caso de H/C = 0,13, $K = 0,30$.

La reacción química del carbono con el oxígeno en caso de combustión incompleta tiene la forma

$$2C + O_2 = 2CO;$$

$$1 \text{ kg} \mid C \mid + \frac{4}{3} \text{kg} \mid O_2 \mid = \frac{7}{3} \text{kg} \mid CO \mid.$$

Disignando por φ la fracción de carbono | C | del combustible que al quemarse forma CO, obtenemos

$$\varphi C \text{ kg} \mid C \mid + \frac{4}{3} \varphi C \text{ kg} \mid O_2 \mid = \frac{7}{3} \varphi C \text{ kg} \mid CO \mid \quad (80)$$

o

$$\varphi C \text{ kg} \mid C \mid + \frac{\varphi C}{24} \text{ kmol} \mid O_2 \mid = \varphi \frac{C}{12} \text{ kmol} \mid CO \mid. \quad (81)$$

De la ecuación (81) se desprende que al quemar el carbono para formar CO el volumen de los productos de la combustión se incrementa en 2 veces, en comparación con el volumen del oxígeno participante en la combustión.

Si el carbono se oxida parcialmente en CO_2 y CO la cantidad de productos de combustión (en kmol) será

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}(1 - \varphi) + \frac{\varphi C}{12} = \frac{C}{12} \quad (82)$$

La cantidad de vapor de agua en los productos de combustión, en caso de combustión incompleta, se determina a base de la ecuación

$$(1 - \varphi_1) \text{ H kg} \mid H_2 \mid + \frac{1 - \varphi_1}{4} \text{ H kmol} \mid O_2 \mid = \frac{1 - \varphi_1}{2} \text{ H kmol}, \quad (83)$$

donde φ_1 es la fracción de hidrógeno libre; $(1 - \varphi_1)$, la fracción de hidrógeno que se oxidó en H_2O.

La cantidad de hidrógeno libre (en kmol) en los productos de combustión será

$$M_{H_2} = \frac{\varphi_1}{2} \text{H}. \quad (84)$$

La cantidad total de vapor de agua e hidrógeno en los productos de combustión (en kmol) será

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{1 - \varphi_1}{2} \text{H} + \frac{\varphi_1}{2} \text{H} = \frac{\text{H}}{2}. \quad (85)$$

Teniendo en cuenta el nitrógeno contenido en el aire, la cantidad total de los productos de combustión (en kmol) a partir de las ecuaciones (82) y (85)

$$(M_2)_{\alpha \leqslant 1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 \quad (86)$$

o expresando L_0 a través de la característica del combustible [ecuación (48)],

$$(M_2)_{\alpha \leqslant 1} = \frac{H}{2} + \frac{C}{2,52}[0,21 + \alpha(0,79 + \beta)]. \quad (87)$$

En caso de combustión incompleta cuando $\alpha < 1$, la cantidad necesaria de oxígeno participante en la reacción, para quemar el carbono en CO_2, será

$$(1 - \varphi)\frac{C}{12} = M_{CO_2}; \quad (88)$$

para formar CO

$$\frac{\varphi C}{24} = \frac{M_{CO}}{2}; \quad (89)$$

para la oxidación del hidrógeno

$$(1 - \varphi_1)\frac{H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2}. \quad (90)$$

La cantidad total de oxígeno que participa en la reacción resulta

$$M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} = 0,21 \alpha L_0 + \frac{O_c}{32} =$$

$$= \alpha\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right) + \frac{O_c}{32}. \quad (91)$$

De las ecuaciones (82), (85) y (79) tenemos:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}; \quad (92)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = \frac{H}{2} - K M_{CO}. \quad (93)$$

Después de introducir las expresiones (92) y (93) en la ecuación (91) obtenemos

$$\frac{C}{12} - M_{CO} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{1}{2}\left(\frac{H}{2} - K M_{CO}\right) = \alpha\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right) + \frac{O_c}{32},$$

o sea

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} - \alpha\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right) = \frac{M_{CO}}{2}(1 + K), \quad (94)$$

o bien

$$0,21(1 - \alpha) L_0 = \frac{M_{CO}}{2}(1 + K). \quad (95)$$

La cantidad (en kmol) de cada componente que integra los productos de combustión se determina por las siguientes fórmulas, ob-

tenidas de las expresiones (79), (92), (93) y (95) respectivamente:

$$M_{CO} = 0{,}42\,\frac{1-\alpha}{1+K}\,L_0; \tag{96}$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0{,}42\,\frac{1-\alpha}{1+K}\,L_0; \tag{97}$$

$$M_{H_2} = 0{,}42K\,\frac{1-\alpha}{1+K}\,L_0; \tag{98}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0{,}42K\,\frac{1-\alpha}{1+K}\,L_0. \tag{99}$$

La cantidad de nitrógeno

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha L_0. \tag{100}$$

Formación de elementos tóxicos en los productos de combustión. En las relaciones anteriores se muestran los resultados finales de las reacciones químicas, en el transcurso de cuales se desprende energía calorífica. Conjuntamente con la existencia de los principales componentes en los productos de la combustión [véase la ecuación (57)] se forman también otros componentes en pequeñas cantidades. Su presencia se debe a la combustión incompleta de la mezcla aire-combustible y a las reacciones colaterales que transcurren durante el proceso de oxidación a alta temperatura. Entre estos componentes figuran el monóxido de carbono (CO), que se localiza en los productos de combustión incluso con exceso de aire ($\alpha \geqslant 1$); óxidos de nitrógeno, que representan una mezcla de diferentes óxidos (NO, NO_2 y otros), entre los cuales los más tóxicos son el NO_2 y su polímero N_2O_4[1]); los hidrocarburos C_xH_y, que son un grupo considerable de diferentes uniones de hidrocarburos que no han reaccionado; aldehídos, tales como la acroleína $CH_2 = CH - CH = O$ y el formaldehído $H_2C = O$; partículas de carbonilla—filtración dura, compuesta fundamentalmente de carbono C sólido.

Dichos componentes se encuentran en los productos de combustión en pequeña cantidad e influyen insignificantemente sobre el efecto térmico de la reacción siendo $\alpha \geqslant 1$. En caso de $\alpha < 1$ el efecto térmico de la reacción disminuye como resultado de la formación en CO de una parte del carbono. La presencia de estos componentes es en extremo indeseable, ya que poseen propiedades tóxicas. Los mencionados componentes una vez que se expulsan del cilindro del motor, conjuntamente con los gases de escape, contaminan el medio ambiente, perjudicando a la salud del hombre. Por eso, últimamente se presta especial atención a la neutralización de los gases de escape que se expulsan a la atmósfera. Entre los componentes tóxicos de los productos de combustión figuran también los óxidos de plomo que se forman al quemar la gasolina etilada (véase la tabla 2).

[1]) El contenido de los óxidos de nitrógeno generalmente se determina recontándolo a NO_2, mientras que el contenido de hidrocarburos C_xH_y recontándolo a hexano C_6H_{14}, además refiriéndolos a las condiciones normales.

La naturaleza de la formación de los componentes indicados en el proceso de combustión es variada. Los componentes CO, C_xH_y, los aldehídos y la carbonilla aparecen como resultado de la combustión incompleta y de la descomposición térmica de los hidrocarburos, incluso cuando hay exceso de oxígeno. La cantidad de dichos componentes depende del carácter de cómo transcurren las reacciones químicas intermedias.

El monóxido de carbono se forma relativamente en grandes cantidades (véase el § 4) en los motores de encendido por chispa al trabajar con mezcla enriquecida. En caso de trabajar con mezcla pobre, en particular con inyección del carburante a la cámara de combustión, lo que es característico para el motor Diesel, el combustible se distribuye desuniformemente en el volumen y aparecen zonas en las cuales $\alpha < 1$. En estas condiciones también puede formarse CO, sin embargo su concentración es relativamente pequeña.

El contenido de los hidrocarburos C_xH_y en los productos de la combustión se explica por la existencia de zonas cercanas a las paredes en la cámara de combustión, donde como resultado del contacto de la carga con las paredes, que poseen temperaturas relativamente bajas, tiene lugar el apagado de la llama.

Los aldehídos aparecen en aquel período, cuando el proceso de oxidación se realiza a bajas temperaturas. Este fenómeno se observa en el arranque, así como en los regímenes de trabajo en aquellas zonas donde la mezcla ardiente se enfría por superficies relativamente frías, que limitan la cámara de combustión. En el motor Diesel, donde la inyección del combustible comienza inmediatamente antes del comienzo de la combustión, los aldehídos se forman durante las llamadas reacciones previas a la formación de la llama que transcurren en el período de preparación de la mezcla aire-combustible para la combustión (véase el cap. VI). El funcionamiento del motor Diesel con una mezcla elevadamente pobre, que es típico para los regímenes de pequeñas cargas, así mismo la combustión de la última porción de combustible en los motores a gasolina, cuando se emplea un método especial de organización del proceso de combustión (con carga estratificada), conduce a la formación de aldehídos.

La carbonilla, que está compuesta fundamentalmente de carbono, se forma como resultado de la desintegración de las moléculas de hidrocarburos siendo insuficiente el oxígeno. Semejante proceso es característico para el motor Diesel, donde existiendo, en término medio, un exceso de oxígeno (mezcla pobre, $\alpha > 1$) la composición de la mezcla en diferentes zonas de la cámara de combustión no es uniforme. Como resultado, en las zonas donde la mezcla está sobreenriquecida ($\alpha < 0{,}5$), junto con la combustión tiene lugar la desintegración del combustible y se desprende el carbono (carbonilla). En los motores de carburador la composición de la mezcla es más uniforme (homogénea) y siendo normal el funcionamiento del motor la carbonilla se forma prácticamente en cantidades insignificantes.

4. Composición química (%) y poder calorífico inferior de diversos gases

Gas	Hidrógeno H_2	Metano CH_4	Etileno C_2H_4	Etano C_2H_6	Propileno C_3H_6	Propano C_3H_8	Butileno C_4H_8	Butano C_4H_{10}
Natural	0,00—0,30	82,27—98,27	—	0,17—5,8	—	0,00—2,1	—	0,00—1,0
Manufacturado	Hasta 2,8	42,4—85,7	—	4,0—16,7	—	1,7—20,5		0,8—7,2
Obtenido por:								
cracking térmico	0,2—0,3	10,0—16,0	1,5—3,0	12—19	6,0—10,0	17,5—25,0	5,8—8,1	9,5—17,0
cracking catalítico	1,0—1,5	8,0—12,0	2,0—3,0	8,0—10,0	10,0—15,0	10,0—15,0	—	23,0—32,0
reforming catalítico	8,0—10,0	4,0—10,0	—	10,0—15,0	—	35,0—40,0	—	30,0—40,0
coquefacción	1,0—2,0	20,0—30,0	10,0—15,0	15,0—20,0	20,0—25,0	5,0—10,6	—	13,0—20,0
fraccionamiento del gas en las refinerías de gas y gasolina	—	62,3	—	13,3	—	13,5	—	9,5
Industrial:								
gas sintético	9,0	52,0	—	—	—	—	—	—
de alumbrado	27,8	16,0	—	—	—	—	—	—

El poder calorífico del combustible puede determinarse quemando una muestra en una bomba calorimétrica especial (véase el GOST 21261—75). Como resultado de la combustión completa del combustible se forman anhídrido carbónico y vapor de agua. Al determinar la cantidad de calor desprendida en el calorímetro, los productos de combustión que se han formado en el proceso de la reacción se enfrían hasta la temperatura inicial. En este caso, el vapor de agua se condensa desprendiendo respectivamente calor. De esta manera se determina el poder calorífico superior H_0, es decir, todo el calor que se ha desprendido por efecto de la reacción. En el motor de combustión interna los gases de escape se expulsan a alta temperatura, cuando no se produce la condensación del vapor de agua. Por eso, es más conveniente efectuar los cálculos con el poder calorífico inferior H_u, el cual es menor que el superior, en la magnitud del calor latente de vaporización del agua.

Si se conoce el poder calorífico superior (en J/kg), entonces el inferior puede calcularse a base de la fórmula aproximada:

$$H_u = H_0 - r_a\,(9H + W) = H_0 - 2{,}512 \cdot 10^6\,(9H + W), \quad (101)$$

donde r_a es el valor aproximado para los cálculos técnicos del calor latente de vaporización de 1 kg de agua, $r_a = 2{,}512 \cdot 10^6$ J/kg; $9H$, la cantidad de vapor de agua que se forma al quemar H kg de hidrógeno contenido en 1 kg de combustible, en kg; W, la cantidad de humedad contenida en 1 kg de combustible, en kg.

Hidrocarburos pesados C_nH_m	Anhídrido sulfuroso H_2S	Nitrógeno N_2	Monóxido de carbono CO	Anhídrido carbónico CO_2	Oxígeno O_2	Residuo	Poder calorífico inferior H_u, MJ/m³
0,00—0,8	Huellas	1,0—9,3	—	0,00—0,89	—	—	36,0—31,0
0,6—3,1	Huellas 2,8	1,3—16,2	—	0,2—2,1	—	—	El valor medio es de 51,6
—	—	—	—	—	—	34,0	Los valores de H_u dependen del contenido volumétrico r_i de cada componente y se determinan conforme a la ecuación: $(H_u)_{mez} = \sum_i^n r_i H_{ui}$
—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	51,2
3,4	—	24,6	11,2	—	—	—	22,2
8,6	—	22,0	20,6	5,0	0,6	—	18,0

Para un combustible gaseoso el poder calorífico (en J/m³) será,

$$H_u = H_0 - 2{,}512 \cdot 10^6 \left[\frac{18}{22{,}4} \sum \left(\frac{m}{2} C_n H_m O_r + W'\right)\right], \quad (102)$$

donde W' es la cantidad de humedad contenida en el gas; $\frac{18}{22{,}4} \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r$, la cantidad másica de vapor de agua que se ha formado durante la combustión del combustible, que tiene en su estructura elementos que contienen hidrógeno (18, la masa molecular del vapor de agua; 22,4, el volumen de 1 mol de gas a 0°C de temperatura y 0,1013 MPa de presión; $m/2$, el volumen de vapor de agua que se ha formado al quemar H_m de hidrógeno).

El poder calorífico de un combustible, si se conoce su composición química, se puede calcular aproximadamente aplicando una fórmula empírica. Según la fórmula de Mendeléiev se puede calcular el poder calorífico inferior de un combustible líquido (en J/kg)

$$H_u = [34{,}013C + 125{,}6H - 10{,}9\,(O - S) - 2{,}512\,(9H + W)] \times 10^6, \quad (103)$$

del combustible gaseoso (en J/m³)

$$H_u = (12{,}8CO + 10{,}8H_2 + 35{,}8CH_4 + 56{,}0C_2H_2 + 59{,}5C_2H_4 + 63{,}4C_2H_6 + 91C_3H_8 + 120C_4H_{10} + 144C_5H_{12})\cdot 10^6, \quad (104)$$

donde CO, H_2, etc., son las fracciones volumétricas de los componentes de la mezcla gaseosa.

En las tablas 4 y 5 vienen insertados datos aproximados de la composición elemental y del poder calorífico de combustibles líquidos y gaseosos.

5. Composición química elemental de la gasolina y del aceite Diesel y su característica

Parámetros	Gasolina	Aceite Diesel
Composición másica elemental		
C	0,855	0,870
H	0,145	0,126
O_c	—	0,004
Masa molecular media	110—120	180—200
Poder calorífico del combustible, MJ/kg	44	42,5
Poder calorífico de la mezcla para $\alpha = 1$, MJ/kmol	83,9	86,0
Cantidad de aire teóricamente necesaria para quemar por completo 1 kg de combustible, kmol	0,516	0,496
Característica del combustible β	0,402	0,345

Para los cálculos es conveniente relacionar el poder calorífico a la cantidad total de la mezcla aire-combustible. Teniendo en cuenta las ecuaciones (53) y (56) obtendremos el poder calorífico de la mezcla

$$H_{mez} = \frac{H_u}{1 + \alpha l_0}, \quad (105)$$

o

$$H_{mez} = \frac{H_u}{\frac{1}{\mu_c} + \alpha L_0}. \quad (106)$$

Cuando $\alpha < 1$, debido a la combustión incompleta, la cantidad de calor desprendida disminuye:

$$(H_u)_{\alpha<1} = H_u - (\Delta H_u)_{CO} - (\Delta H_u)_{H_2}, \quad (107)$$

donde $(\Delta H_u)_{CO}$ y $(\Delta H_u)_{H_2}$ son las fracciones del calor no desprendido debido a la presencia del monóxido de carbono e hidrógeno respectivamente en los productos de combustión.

Se puede calcular la fracción sumaria del calor que no se desprendió $(\Delta H_u)_{quím} = (\Delta H_u)_{CO} + (\Delta H_u)_{H_2}$ si se conoce α. En este caso

$$(\Delta H_u)_{quím} = A\,(1 - \alpha)\,L_0, \quad (108)$$

donde $(\Delta H_u)_{quím}$ se expresa en J/kg.

Para $K = 0{,}5 \ldots 0{,}45$, $A = 114\cdot 10^6$; $K = 0{,}3$, $A \approx 116\cdot 10^6$.

En caso de $\alpha < 1$ el poder calorífico de la mezcla es:

$$H_{mez} = \frac{H_u - (\Delta H_u)_{quím}}{1 + \alpha l_0}, \quad (109)$$

o bien

$$H_{mez} = \frac{H_u - (\Delta H_u)_{quím}}{\frac{1}{\mu_c} + \alpha L_0}. \quad (110)$$

§ 6. Variación del volumen durante la combustión

Del análisis de las fórmulas (65) ó (68), (76) ó (78) y (86) ó (87) para determinar la cantidad de productos en los casos de combustión completa e incompleta se infiere que el número de moles de los productos de la combustión M_2 no es igual al número inicial de moles en la mezcla carburante M_1 y la variación del número de moles será $\Delta M = M_2 - M_1$. Al quemar totalmente 1 kg de carburante, como se ha mostrado en el análisis de la reacción de combustión, esto tiene lugar debido a la variación del volumen al arder el hidrógeno y también a causa del paso del oxígeno del combustible $O_c/32$ al estado gaseoso.

En los motores a gasolina de encendido por chispa, de acuerdo a las fórmulas (53) y (64) siendo la combustión completa ($\alpha \geqslant 1$)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O_c}{32} - \frac{1}{\mu_c} = \frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right) - \frac{1}{\mu_c}, \quad (111)$$

donde ΔM está en kmol.

Siendo incompleta la combustión ($\alpha < 1$) la variación del volumen al oxidar el carbono en CO también influye sobre ΔM.

De las expresiones (53) y (86) tenemos

$$\Delta M = (M_2)_{\alpha<1} - M_1 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}79\alpha L_0 - \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_c}\right),$$

o

$$\Delta M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0{,}21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_c} - \frac{O_c}{32} + \frac{O_c}{32} =$$

$$= 0{,}21\,(1 - \alpha)\,L_0 + \frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right) - \frac{1}{\mu_c}. \quad (112)$$

Para los motores Diesel ($\alpha > 1$), de las fórmulas (54) y (64) se deduce que

$$\Delta M = \alpha L_0 + \frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right) - \alpha L_0 = \frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right). \quad (113)$$

De las ecuaciones (111) y (113) se desprende que al quemar carburante líquido el número de moles (volumen) siempre sufre cierto incremento. Esto significa que como consecuencia de la combustión del carburante líquido adicionalmente aumenta la presión a volumen constante o bien se cumple trabajo suplementario a presión constante.

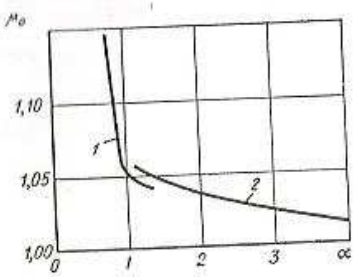


Fig. 20. Curvas del coeficiente μ_0 en función del coeficiente α:
1 — gasolina; 2 — petróleo Diesel

Con relación al combustible gaseoso, de las fórmulas (55) y (76) para $\alpha \geqslant 1$ tenemos (en mol o en m³)

$$\Delta M = M_1 - M_2 = 1 + \alpha L_0 + \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_n H_m O_r - (1 + \alpha L_0) = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_n H_m O_r. \quad (114)$$

De la ecuación (114) se desprende que la variación del volumen ΔM depende del contenido de los distintos hidrocarburos en la mezcla gaseosa. Si $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) > 1$, entonces $\Delta M > 0$; para $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) = 1$, $\Delta M = 0$; si $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) < 1$, $\Delta M < 0$.

El cambio de volumen durante la combustión se ha adoptado expresarlo por una magnitud relativa —el coeficiente teórico de variación molecular:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (115)$$

Para los motores a gasolina de encendido por chispa

$$(\mu_0)_{\alpha \geqslant 1} = 1 + \frac{\frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right) - \frac{1}{\mu_c}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_c}}; \quad (116)$$

$$(\mu_0)_{\alpha \leqslant 1} = 1 + \frac{0{,}21\,(1-\alpha)\,L_0 + \frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right) - \frac{1}{\mu_c}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_c}}. \quad (117)$$

Para los motores Diesel ($\alpha > 1$)

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{1}{4}\left(H + \frac{O_c}{8}\right)}{\alpha L_0}. \quad (118)$$

Para los combustibles gaseosos en la ecuación (115) hay que introducir el valor de ΔM con su signo y en función de esto el coeficiente μ_0 puede ser menor, igual o mayor que la unidad.

En la fig. 20 vienen expuestos los valores de μ_0 en función del coeficiente de exceso de aire α para la gasolina y el aceite Diesel. Los límites de variación de α se han tomado de los gráficos (véase la fig. 18) en correspondencia con las condiciones características para los motores de los tipos estudiados. Siendo $\alpha < 1$, μ_0 crece más intensamente a medida que disminuye el coeficiente α que para $\alpha > 1$.

§ 7. Calores específicos del aire, de su mezcla con los gases residuales y con los productos de combustión

En el ciclo real durante la compresión dentro del cilindro del motor se encuentra una mezcla gaseosa. La composición de la mezcla en el proceso de compresión depende del tipo de formación de la

6. Calor específico molar medio de los gases μc_V a V=const [en kJ/(kmol·°C)]

Temperatura, °C	Aire	O_2	N_2 (atmosférico)	CO_2	H_2O	CO	H_2
0 [1]	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,707	25,426	20,863	20,620
200	20,984	21,616	20,800	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,440	26,260	21,202	20,808
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,780	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,090	23,446	21,729	37,438	27,880	22,110	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,320	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,510	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,350	21,474
1100	23,547	25,071	23,146	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,510	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,620	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,250	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,210	24,543	22,332
1600	24,652	26,159	24,250	44,485	33,741	24,736	22,517
1700	24,863	26,343	24,434	44,903	34,261	24,916	22,697
1800	25,003	26,519	24,602	45,290	34,755	25,087	22,877
1900	25,167	26,691	24,765	45,644	35,224	25,246	23,057
2000	25,326	26,854	24,916	45,975	35,680	25,393	23,233
2100	25,474	27,013	25,062	46,281	36,120	25,535	23,408
2200	25,611	27,168	25,200	46,566	36,538	25,665	23,576
2300	25,745	27,319	25,326	46,829	36,940	25,791	23,743
2400	25,870	27,470	25,447	47,076	37,330	25,908	23,907
2500	25,992	27,612	25,560	47,302	37,702	26,021	24,070

1) Para $t = 0$ se exponen los valores del calor específico verdadero.

mezcla, de la cantidad suministrada de aire o de la mezcla aire-combustible y de los gases residuales. Durante la combustión y expansión se forman los productos de dicho proceso, cuya estructura depende de la composición química del carburante, de la plenitud de la combustión y del coeficiente de exceso de aire.

Al calcular el ciclo real es indispensable tener en cuenta la dependencia del calor específico de la mezcla gaseosa con respecto a la temperatura.

Los valores medios de los calores específicos molares en el intervalo de temperaturas desde 0 hasta t °C y de energías internas de los gases que forman parte de la mezcla gaseosa, al quemar los combustibles líquidos, vienen insertados en las tablas 6 y 7.

Si partiendo de los datos del cálculo o del análisis del gas se conocen la cantidad y la composición de los productos de combustión,

7. Energía interna de los gases U (en MJ/kmol)

Temperatura, °C	Aire	O_2	N_2 (atmosférico)	CO_2	H_2O	CO	H_2
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2,015	2,123	2,072	2,081	2,541	2,085	2,064
200	4,195	4,325	4,162	4,347	5,162	4,199	4,153
300	6,364	6,628	6,293	6,831	7,879	6,360	6,242
400	8,591	9,027	8,474	9,475	10,710	8,591	8,348
500	10,890	11,509	10,726	12,259	13,687	10,790	10,467
600	13,255	14,068	13,038	15,222	16,726	13,268	12,602
700	15,684	16,684	15,420	18,329	19,933	15,705	14,767
800	18,174	19,347	17,857	21,580	23,262	18,204	16,965
900	20,708	22,060	20,348	24,977	26,724	20,754	19,201
1000	23,283	24,803	22,881	28,507	30,304	23,350	21,474
1100	25,899	27,578	25,456	32,077	34,001	25,983	23,793
1200	28,554	30,379	28,068	35,771	37,811	28,654	26,152
1300	31,238	33,241	30,714	39,580	41,721	31,356	28,562
1400	33,951	36,085	33,385	43,503	45,720	34,072	31,011
1500	36,689	38,950	36,086	47,536	49,823	36,814	33,498
1600	39,444	41,855	38,799	51,675	53,758	39,578	36,033
1700	42,203	44,709	41,537	55,925	58,238	42,370	38,585
1800	45,008	47,729	44,296	60,267	62,551	45,175	41,177
1900	47,813	50,702	47,059	64,708	66,947	47,981	43,794
2000	50,660	53,716	49,823	69,242	71,343	50,786	46,473
2100	53,507	56,731	52,628	73,875	75,865	53,633	49,153
2200	56,354	59,787	55,433	78,508	80,386	56,480	51,879
2300	59,201	62,844	58,100	83,141	84,950	59,327	54,596
2400	62,090	65,942	61,085	87,774	89,597	62,174	57,359
2500	64,979	69,040	63,890	92,407	94,245	65,063	60,164

entonces las fracciones volumétricas de cada gas que figura en dicha mezcla se determina a base de la fórmula $r_i = M_i/M_2$ en la cual $\sum r_i = 1$.

El calor específico molar medio de los productos de combustión

$$(\mu c''_v)_{p.\,c} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (\mu_i c_{v_i}). \qquad (119)$$

En las tablas 8 y 9 se exponen los valores del calor específico medio y de la energía interna de los productos de combustión de la gasolina (C = 0,855 y H = 0,145) para distintos valores de α, menores que la unidad. Los valores de los calores específicos medios para los componentes individuales de los productos de combustión se han calculado a partir de los datos insertados en la tabla 6. Para $\alpha < 1$ la composición de los productos de combustión fue calculada considerando que éstos contienen CO y H_2.

En las tablas 8 y 9 vienen además representados los calores específicos y las energías internas de los productos de combustión del aceite Diesel (C = 0,87; H = 0,126 y O_c = 0,004) para $\alpha = 1$.

8. Calor específico de los productos de combustión [en kJ/(kmol·°C)]

Temperatura, °C	Gasolina, siendo α igual a				Aceite Diesel $\alpha = 1$
	1,0	0,9	0,8	0,7	
0	22,1849	22,0451	21,8810	21,6845	22,190
100	22,5304	22,3556	22,1502	21,9040	22,525
200	22,8830	22,6762	22,4334	22,1426	22,902
300	23,2899	23,0552	22,7780	22,4480	23,320
400	23,7203	23,4605	23,1459	22,7807	23,739
500	24,1478	23,8772	23,5378	23,1426	24,200
600	24,5828	24,2931	23,9318	23,5095	24,618
700	25,0191	24,7126	24,3315	23,8850	25,079
800	25,4382	25,1173	24,7191	24,2530	25,488
900	25,8439	25,5088	25,0967	24,6122	25,874
1000	26,2261	25,8806	25,4548	24,9534	26,293
1100	26,5899	26,2355	25,7948	25,2698	26,628
1200	26,9370	26,5726	26,1230	25,5950	27,005
1300	27,2636	26,8896	26,4306	25,8912	27,298
1400	27,5722	27,1808	26,7235	26,1738	27,633
1500	27,7849	27,4846	26,9993	26,4402	27,884
1600	28,1340	27,7300	27,2578	26,6905	28,177
1700	28,3028	27,9833	27,5047	26,9295	28,428
1800	28,6314	28,2180	27,7337	27,1518	28,638
1900	28,8604	28,4420	27,9527	27,3647	28,889
2000	29,0752	28,6528	28,1587	27,5649	29,008
2100	29,2812	28,8546	28,3564	27,7548	29,308
2200	29,4755	29,0455	28,5432	27,9368	29,517
2300	29,6555	29,2299	28,7173	28,1099	29,584
2400	29,8284	29,3930	28,8845	28,2732	29,852
2500	29,9905	29,5528	29,0415	28,4271	30,019

9. Energía interna de los productos de combustión U (en MJ/kmol)

Temperatura, °C	Gasolina, siendo α igual a				Aceite Diesel $\alpha = 1$
	1,0	0,9	0,8	0,7	
0	0	0	0	0	0
100	2,2530	2,2045	2,1881	2,1685	2,252
200	4,5766	4,5352	4,4867	4,4285	4,580
300	6,3969	6,9165	6,8337	6,7344	6,992
400	9,4881	9,3842	9,2584	9,1123	9,483
500	12,0740	11,9386	11,7688	11,5713	12,100
600	14,7500	14,5759	14,3590	14,1057	14,770
700	17,5130	17,2989	17,0422	16,7202	17,585
800	20,3090	20,0938	18,7753	19,4024	20,390
900	23,2600	22,9688	22,5870	22,1510	23,237
1000	26,2262	25,8806	25,4548	24,9534	26,293
1100	29,2490	28,8569	28,3743	27,7968	29,308
1200	32,3250	31,8871	31,3476	30,7140	32,406
1300	35,4430	34,9565	34,3598	33,6586	35,504
1400	38,6010	38,0531	37,4129	36,6433	38,686
1500	41,8760	41,1969	40,4990	39,6603	41,868
1600	45,0140	44,3680	43,6125	42,7048	45,008
1700	48,2680	47,5716	46,7580	45,7802	48,358
1800	51,5370	50,7924	49,9207	48,8732	51,498
1900	54,8350	54,0398	53,1101	51,9929	54,931
2000	58,1500	57,3052	56,3174	55,1298	58,197
2100	61,4910	60,5947	59,5484	58,2851	61,546
2200	64,8460	63,9001	62,7955	61,4671	64,979
2300	68,2080	67,2127	66,0498	64,6528	68,287
2400	71,5880	70,5432	69,3228	67,8557	71,694
2500	74,9760	73,8820	72,6038	71,0678	75,027

CAPÍTULO III

Ciclos reales de los motores de automóvil

§ 1. Generalidades

Los motores de automóvil en condiciones de explotación trabajan en una amplia zona de variación del régimen de velocidad. La frecuencia de rotación del cigüeñal en el régimen de funcionamiento depende del tipo de motor. Por ejemplo, para un Diesel de un camión dicho parámetro fluctúa entre 800—3000 rpm y más; para el Diesel de un automóvil ligero, hasta 4500—5000 rpm y para un motor de encendido por chispa 800—6000 rpm. Para las frecuencias de rotación indicadas en los motores de cuatro tiempos cada ciclo se efectúa en 0,15—0,02 s y en los motores de dos tiempos dura 2 veces menos.

En este intervalo de tiempo deberán efectuarse los siguientes procesos: el suministro del combustible y aire al cilindro, la compresión la evaporación del combustible y su mezcla con el aire, la ignición de la mezcla aire-combustible y su combustión que conduce a elevar la temperatura y presión de los gases, la expansión (carrera de trabajo) y la expulsión de los gases quemados. Para todos estos procesos es característico que los parámetros térmicos y gasodinámicos varíen en el curso de su realización. El tiempo asignado para efectuar cada uno de los procesos mencionados no es el mismo. La mayor parte del tiempo, especialmente en los motores de cuatro tiempos, se concede a los procesos de admisión y escape de los gases quemados, la menor al proceso de combustión.

Para asegurar alta efectividad del ciclo se debe prestar especial atención a los procesos de formación de la mezcla aire-combustible y a su combustión.

En los motores de encendido por chispa el proceso de formación de la mezcla aire-combustible comienza anticipadamente en el proceso de admisión (véase el cap. XIII). En caso de emplear combustible líquido (gasolina) al flujo de aire en movimiento se introducen gotas de combustible que han aparecido como consecuencia de la desintegración del chorro que sale del surtidor. La calidad de pulverización depende de la relación entre las velocidades de movimiento del aire y del combustible, así como de la turbulencia que surge al pasar la mezcla aire-combustible por el múltiple de admisión, por el conducto de admisión en la culata del motor y a través de la válvula.

En el motor de carburador cuanto mayor sea la velocidad de movimiento del aire en el difusor del carburador tanto mejor será la pulverización. La disminución de las gotas, es decir, una pulverización más fina tiene gran importancia en los motores con formación externa de la mezcla, ya que acelera el proceso de vaporización del combustible. Al mismo tiempo disminuye la cantidad de combustible que se sedimenta sobre las paredes del sistema de admisión, formando una película que se desplaza y se evapora con menor intensidad.

El proceso de combustión transcurre sólo en la fase gaseosa. Por lo tanto, para realizarlo es menester que el combustible se evapore previamente. La vaporización del combustible en los motores con formación externa de la mezcla transcurre en un lapso de tiempo relativamente largo en el proceso de admisión y compresión y finaliza en el instante en que aparece la chispa eléctrica (cuando el pistón está cerca del P.M.S.). Es evidente que cuanto menor sea el diámetro de las gotas tanto mayor será su superficie total y sustancialmente mayor será la velocidad de vaporización. El calor necesario para evaporar el combustible en el conducto de admisión se transmite de la carga de aire. Para una vaporización más completa del combustible en el sistema de admisión se calienta la tubería de admisión con agua caliente que circula en el motor o con los gases de escape. Debido a estas condiciones y al movimiento acelerado del aire la velocidad de vaporización aumenta.

Para garantizar el proceso oportuno de combustión en el motor con formación externa de la mezcla es preciso que al final de la compresión en todo el volumen de la cámara de combustión se forme una mezcla aire-combustible homogénea.

En los motores a gas el proceso de mezclado del combustible con el aire es más sencillo. Incluso, empleando gas licuado, después de salir del intercambiador-evaporador, el gas pasa al estado gaseoso y uniéndose con el aire en el mezclador forma una mezcla homogénea ya en el proceso de admisión. El mezclado más rápido del combustible gaseoso con el aire se explica también por el hecho de que la relación entre los vapores de gas y del aire para el gas natural, siendo la composición de la mezcla estequiométrica, es aproximadamente 1 : 9 (para la mezcla de vapores de gasolina con el aire esta relación es aproximadamente igual a 1 : 50).

En el motor Diesel la mezcla aire-combustible se forma en corto tiempo. La duración de este proceso es 20—30 veces menor que en el motor de carburador. El combustible se inyecta a la cámara de combustión al final de la compresión cuando la posición del pistón está aproximadamente a 20—25° del P.M.S. y un poco antes de la inflamación de la mezcla aire-combustible y de su combustión. La duración total de la inyección alcanza 20—35° del ángulo de rotación del cigüeñal. En el período de retraso de la inflamación (véase más adelante) se produce el calentamiento, vaporización de parte del combustible inyectado y recalentamiento de los vapores del combustible hasta la temperatura, a la cual se inflama.

Para evaporar rápidamente el combustible en el medio aéreo, que tiene al final del proceso de compresión (incluso sin haber sobrealimentación) elevadas temperatura (aproximadamente 750—800 K) y presión (aproximadamente 3,2—3,8 MPa), es necesario inyectar el combustible bajo elevada presión a la cámara de combustión. En función del tipo de cámara de combustión y del régimen de velocidad del motor, su valor medio alcanza 20—80 MPa.

La elevada presión de inyección garantiza el desarrollo de la llama del combustible, conformada por una gran cantidad de diminutas gotas. El flujo de aire en movimiento no solamente mejora las condiciones de vaporización de las gotas sino que contribuye también a la extensión de la llama del carburante por toda la cámara de combustión. Al evaporar las gotas del carburante, no se logra la distribución uniforme de éste por todo el volumen de la cámara de combustión. En ella se forman zonas donde la composición de la mezcla es tal, que a elevada temperatura al final de la compresión tiene lugar la inflamación. Al mismo tiempo, en otras zonas no hay vapores de combustible ($\alpha = \infty$) y, a la inversa, existen zonas donde falta el aire, es decir, en ellas solamente hay combustible ($\alpha = 0$).

En el período del retardo a la inflamación en la cámara de combustión se evaporan solamente las gotitas de combustible más pequeñas que al mezclarse con el aire en la concentración correspondiente, dan lugar a la formación de los focos iniciales de la ignición. En este caso comienza una rápida combustión de todo el carburante evaporado en dicho período, lo que conlleva a un rápido incremento de la temperatura y de la presión, aumentando la velocidad de vaporización, de las gotas de carburante. Para que este último participe en la reacción, es necesario desalojar de las zonas, donde ésta tuvo lugar, los productos de la combustión formados y garantizar el suminstro de oxígeno al carburante que se está evaporando. Para esto, en cada momento del período del proceso de formación de la mezcla es necesario asegurar, de la misma manera que en sus etapas anteriores, un movimiento organizado de la carga de aire.

El encendido de la mezcla aire-combustible y el desarrollo del proceso de combustión se efectúan de diferente manera, en función del tipo de formación de la mezcla. En el motor con formación externa de la mezcla, donde en la cámara de combustión la mezcla aire-combustible es prácticamente uniforme, ésta se enciende por una chispa eléctrica en una zona de la cámara. Al formarse la chispa, un pequeño volumen del gas que se encuentra en la zona de descarga eléctrica, se calienta hasta una temperatura muy alta que sobrepasa 10 000 K. En consecuencia, cerca de esta zona la mezcla se calienta hasta una temperatura bajo la cual aparece la llama, que se propaga desde el foco de ignición con gran velocidad (30—50 m/s) por todo el volumen de la cámara de combustión. El movimiento de la mezcla en la cámara contribuye a acelerar la propagación del frente de llama. Los experimentos y los cálculos muestran que la duración del proceso de combustión constituye unos 30—40° del ángulo de

rotación del cigüeñal. Para que en estas condiciones se utilice con más eficacia el calor desprendido durante la combustión, el proceso deberá realizarse cerca del P.M.S. Puesto que desde el instante en que se forma la chispa en la cámara de combustión hasta el desarrollo visible del proceso de la misma, durante el cual bruscamente aumentan la temperatura y presión (véase el diagrama de la fig. 21), transcurre cierto intervalo de tiempo, entonces para cumplir las condiciones indicadas anteriormente, la chispa se forma unos grados antes del P.M.S. (punto *3*, fig. 21). En función del régimen de velocidad este ángulo varía y crece al aumentar la frecuencia de rotación del cigüeñal.

Una de las particularidades de la inflamación y de la combustión de la mezcla aire-combustible uniforme consiste en el límite de su posible empobrecimiento, a condición de que la mezcla se encienda. Como ha sido mostrado (véase la fig. 18), el mayor empobrecimiento

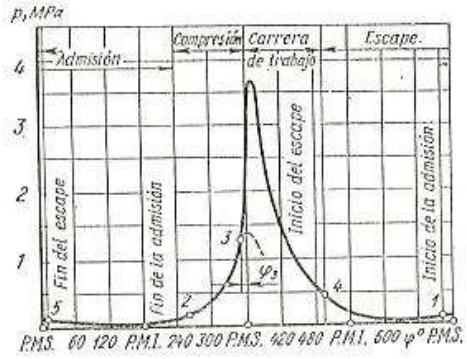


Fig. 21. Diagrama indicado de un motor de carburador de cuatro tiempos, en coordenadas $p - \varphi$:

1 y *2* — correspondientemente apertura y cierre de la válvula de admisión; *3* — salto de la chispa; *4* y *5* — apertura y cierre respectivamente de la válvula de escape

de la mezcla en función de la carga del motor de carburador se logra siendo la potencia aproximadamente igual al 70—75% de la máxima, que se puede obtener con la mariposa del gas completamente abierta. Al incrementar la carga desde dicho valor, y también al disminuirla, la mezcla tiene que ser enriquecida, lo que aumenta considerablemente el consumo de combustible y el contenido de CO en los productos de combustión. Más adelante se analizarán los métodos de organización del proceso de combustión que se emplean en la actualidad al utilizar mezclas pobres.

El proceso de combustión en el motor Diesel, donde no se forma una mezcla homogénea, difiere sustancialmente del anteriormente estudiado. En las zonas, donde la mezcla tiene una composición

tal que a altas temperaturas resulta posible su ignición, después de cierto tiempo desde el inicio de la inyección surge la autoinflamación de la mezcla. Para garantizar el transcurso de la combustión cerca del P.M.S. es necesario comenzar la inyección del carburante a la cámara de combustión del motor Diesel 10—20° antes del P.M.S.

Una vez formados los focos iniciales de ignición la llama rápidamente se propaga por aquellas zonas donde ya se tiene preparada la mezcla aire-combustible para la combustión. A medida que la llama penetra en estas zonas se produce la ulterior vaporización y entremezcla de los vapores de combustible con el aire. Esto conduce a la ulterior combustión de todo el carburante la cual al final del proceso se realiza por medio de la difusión del oxígeno sobrante, contenido en la carga de aire, en las zonas donde la mezcla está enriquecida.

El transcurso de todas las etapas de mezcla y combustión en los motores con formación externa e interna de la mezcla depende considerablemente del método de introducción del carburante a la cámara de combustión y de los parámetros del equipo de inyección, así como del método empleado para organizar el proceso de mezclado del combustible con el aire.

En los motores con formación externa de la mezcla y encendido por chispa, al elegir el modo de introducción del combustible—por carburador, por inyección de combustible, empleando el encendido por dardo y la estratificación de la carga (véase el cap. VI y más adelante)— y su subsiguiente encendido y combustión en la actualidad se dedica especial atención a la disminución de la toxicidad de los productos de la combustión, junto con el mejoramiento del empleo del calor y la elevación de la confiabilidad del motor. Además, gran importancia tiene no solamente el perfeccionamiento de los métodos de mezclado, sino que también la elección del tipo de cámara de combustión que asegure, en combinación con el método adoptado de formación de la mezcla, las condiciones óptimas para ejecutar el ciclo de trabajo.

En los motores con mezcla interna también se presta gran atención a la combinación de los parámetros del equipo de inyección con el método adoptado para formar la mezcla y el tipo de la cámara de combustión. Se toman medidas para lograr un buen aprovechamiento del calor con un relativamente suave acrecentamiento de la presión en el proceso de combustión del carburante. Para estos motores también se han elaborado en los últimos años medidas destinadas a disminuir los elementos tóxicos y los humos en los productos de combustión.

El proceso de suministro de la carga fresca al cilindro, independientemente del modo de formación de la mezcla y de los métodos de encendido, requiere un correspondiente gasto de trabajo. Después de la combustión y de la carrera de trabajo deberán ser desalojados los gases quemados de los cilindros, para cuya expulsión se necesita también gastar cierto trabajo.

La compresión en el ciclo real va acompañada de un intercambio de calor, debido a la diferencia de temperaturas entre el aire comprimido o la mezcla aire-combustible y las paredes del cilindro, como consecuencia de lo cual al final de la compresión la presión y temperatura difieren de las que resultan en caso de la compresión adiabática. Además, durante la compresión, especialmente en el período de arranque del motor o al funcionar éste a baja frecuencia de rotación, es posible la fuga de gases a través de los anillos del pistón y a través de las válvulas, lo que también influye sobre los parámetros al final del proceso.

Durante la combustión y la posterior expansión, la temperatura de los productos de combustión son considerablemente mayores que las temperaturas de las superficies de la culata, de la camisa del cilindro y del pistón que están en contacto con los gases, por lo tanto tendrá lugar un intercambio intenso de calor entre el gas y las paredes. Además, la combustión no acaba cerca del P.M.S., sino que sigue durante la expansión, desprendiéndose adicionalmente cierta cantidad de calor. En el transcurso de estos procesos también es posible una determinada fuga de gases a través de las partes no herméticas de los anillos del pistón. En el proceso de combustión, al elevarse la temperatura hasta $T_z > 2200 \ldots 2500$ K, su ulterior crecimiento queda limitado debido a la disociación de las moléculas del vapor de agua y del anhídrido carbónico, que va acompañada por la absorción de cierta cantidad de calor. Después, durante la expansión la temperatura disminuye y transcurre la reacción de formación de los productos finales con desprendimiento de calor, pero su utilización es menos efectiva.

Los fenómenos mencionados, que son inherentes al ciclo real, dan lugar a pérdidas adicionales en comparación con el ciclo termodinámico. En consecuencia, el rendimiento del ciclo real siempre es menor que el rendimiento térmico. Es evidente que más perfecto resultará aquel ciclo real, el cual teniendo iguales valores de ε, λ, ρ, δ y cantidades de calor suministrado que el ciclo termodinámico, tenga las menores pérdidas anteriormente señaladas.

Determinar analíticamente el trabajo efectuado en el ciclo real es difícil, ya que para un motor dado es imposible determinar anticipadamente las pérdidas al realizar cada proceso por separado. Tales cálculos se efectúan considerando coeficientes experimentales, obtenidos como resultado de gran cantidad de investigaciones.

Ultimamente se han elaborado métodos para calcular el ciclo real en tiempo, utilizando ordenadores. Los cálculos con objeto de optimizar los índices del ciclo se pueden cumplir si existen coeficientes experimentales fiables que se introducen al cálculo de ciertas etapas del ciclo.

Los datos, que caracterizan el transcurso de los procesos por separado y en su conjunto, así como la perfección del ciclo real, de un motor experimental o de uno que se encuentra en la producción, se obtienen experimentalmente, trazando el diagrama indicado. La

obtención del diagrama indicado del motor consiste en el registro de la variación de la presión en el cilindro y de algunas otras magnitudes características en función del volumen (en coordenadas $p - V$) o del ángulo de rotación (tiempo) del cigüeñal (en coordenadas $p - \varphi$ o $p - \tau$).

En los motores rápidos modernos de automóviles y tractores [1]), para trazar el diagrama indicado se emplean aparatos registradores con pequeña inercia (oscilógrafos de bucles o de rayos catódicos con sensores de piezocuarzo o de otro tipo y amplificadores de intensidad de las corrientes que aparecen al registrar las presiones en el cilindro, o bien con indicadores electroneumáticos).

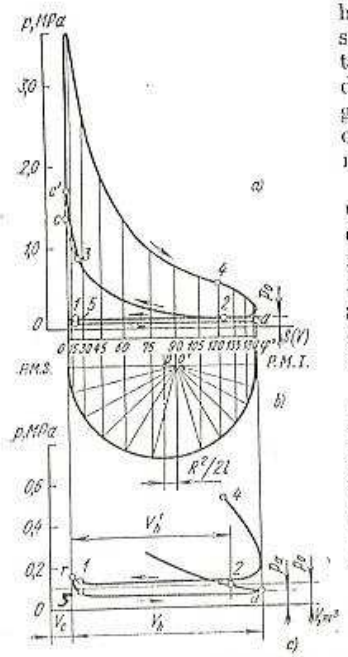


Fig. 22. Diagramas indicados de un motor de carburador de cuatro tiempos, en coordenadas $p - V$:
a — del ciclo; b — del giro angular de la manivela y de la carrera del pistón; c — del proceso de intercambio de gases

Un diagrama indicado típico de un motor de cuatro tiempos de encendido por chispa, en coordenadas $p - \varphi$, se muestra en la fig. 21. La parte de trazos del diagrama se refiere al caso cuando no se produce el proceso de combustión.

Empleando las relaciones cinemáticas conocidas, el recorrido del pistón se puede definir como una función del ángulo φ. El diagrama indicado obtenido en coordenadas $p - \varphi$ puede ser reconstruido para el sistema de coordenadas $p - V$ (fig. 22).

El gráfico en la fig. 22, *b* ilustra el modo de construcción del recorrido del pistón en función del ángulo φ según el método de F. A. Briks. El método consiste en que a un ángulo dado φ, la punta del radio-vector se proyecta sobre el eje horizontal, situado en el diámetro de la circunferencia que corresponde a la carrera completa del pistón ($s = 2R$). El polo del radio-vector es el punto O', desplazado respecto al centro O en dirección del P.M.I. en $R^2/2L$ (donde L es la longitud de la biela).

[1]) En determinados casos en el texto se dan informes sobre los motores de tractores, lo que explica la tendencia a su unificación con los de automóviles.

El área limitada por los contornos del diagrama indicado, representa en coordenadas $p - V$, el trabajo indicado L_i ejecutado por el motor en cada ciclo.

El grado de aprovechamiento del calor en el ciclo real se acostumbra determinar por la magnitud del rendimiento indicado, que representa la relación entre el calor transformado en trabajo mecánico del ciclo L_i y el calor total Q_1 introducido en el motor con el combustible:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}. \tag{120}$$

Si el trabajo útil del ciclo se refiere a 1 kg de combustible:

$$\eta_i = \frac{l_i}{H_u}$$

La comparación del ciclo real con el teórico y el establecimiento de la magnitud relativa de las pérdidas en el ciclo real puede efectuarse por el rendimiento relativo

$$\eta_0 = \frac{\eta_i}{\eta_t}, \tag{121}$$

que será siempre menor que la unidad.

§ 2. Ciclo de cuatro tiempos

Los diagramas indicados de los motores de cuatro tiempos se muestran en las figs. 21—23. En la parte inferior de las figs. 22 y 23 vienen representados en escala mayor, los diagramas de los procesos de admisión y escape.

En el motor de carburador (véase fig. 22) la válvula de admisión se abre con cierto adelanto con respecto al P.M.S. (punto *1*) y el proceso de admisión de la mezcla combustible y aire se caracteriza por la línea *1—5—a—2*. El ingreso de la mezcla termina en el instante en que se cierra la válvula de admisión (punto *2*). La mezcla carburante que penetra en el cilindro, se mezcla con los productos de combustión que quedan en él del ciclo anterior (gases rasiduales) y forman la mezcla de trabajo.

Una vez terminado el proceso de admisión la mezcla de trabajo, que se encuentra en el cilindro del motor, se comprime. El punto *3* en el diagrama indicado caracteriza el instante de aparición de la chispa eléctrica. Una vez formada la chispa comienza la combustión de la mezcla aire-combustible. La combustión continúa también en cierto tramo del proceso de expansión.

El barrido de los gases quemados (escape) empieza en cuanto se abre la válvula de escape. En este instante la presión dentro del cilindro es considerablemente más elevada que la atmosférica, por lo que en la etapa inicial del proceso los gases quemados salen del cilindro a través de la válvula a velocidad crítica. Cuando el pistón

se acerca al P.M.I. la presión en el cilindro cae considerablemente y a continuación, cuando el pistón se mueve desde el P.M.I. al P.M.S., los gases quemados son empujados a la atmósfera.

Si el motor trabaja sin sobrealimentación los productos de la combustión se expulsan a una sobrepresión insignificante, en comparación con la atmosférica. El proceso de escape y expulsión (línea *4—1—5* en la fig. 22) termina en el instante en que se cierra la válvula de escape (punto *5*).

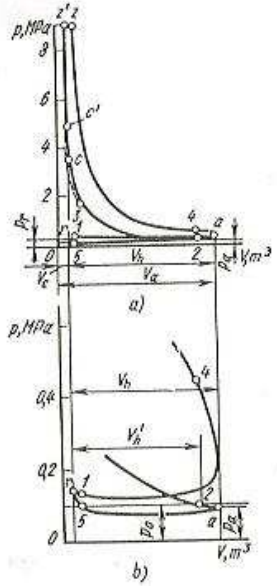


Fig. 23. Diagramas indicados de un motor Diesel de cuatro tiempos sin sobrealimentación, en coordenadas $p - V$:
a — del ciclo; *b* — del proceso de intercambio de gases

En el motor Diesel de cuatro tiempos (fig. 23) cuando está abierta la válvula de admisión (punto *1*) al cilindro no entra nada más que aire. Lo mismo que en el motor de carburador, después de cerrarse la válvula de admisión (punto *2*), y mientras el émbolo se desplaza hacia el P.M.S., en el cilindro tiene lugar la compresión, existiendo intercambio de calor entre el aire admitido y las paredes del cilindro. A diferencia del motor de carburador, en este caso se comprime solamente el aire y los gases residuales.

El punto *3* del diagrama indicado corresponde al instante en que empieza a inyectarse el combustible a la cámara de combustión. En este instante la temperatura del aire comprimido es superior a aquella en que el combustible puede inflamarse sin necesidad de fuente de encendido extraña.

Después de un cierto período, en el curso del cual el combustible inyectado se prepara para la inflamación (período de retardo del encendido), se produce la ignición y luego el combustible arde intensamente. La combustión va acompañada al principio de un aumento brusco de la presión (tramo *cz'*), y después, durante un período de tiempo no muy grande, en el tramo *z'z* transcurre casi a presión constante. La expansión termina en el instante en que se abre la válvula de escape (punto *4*).

El escape de los gases quemados en el motor Diesel se efectúa de la misma manera que en el motor de carburador.

§ 3. Ciclo de dos tiempos

Veamos el ciclo en un motor Diesel de dos tiempos con barrido por lumbreras. El diagrama indicado que caracteriza el ciclo en este motor Diesel se muestra en la fig. 24. La inyección del combustible, su pulverización, la mezcla con el aire, el encendido y la combustión se realizan de la misma manera que en el motor Diesel de cuatro tiempos. Al finalizar la expansión, aproximadamente a 45—50° del P.M.I. (punto *1*), cuando la presión en el cilindro es 0,3—0,5, MPa el pistón abre las lumbreras de escape y comienza

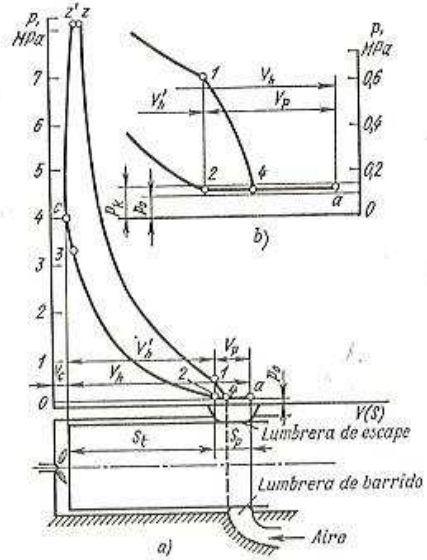


Fig. 24. Diagramas indicados de un motor Diesel de dos tiempos:
a — del ciclo; *b* — del proceso de intercambio de gases; S_t — carrera de trabajo del pistón; S_p — parte de la carrera del pistón que se utiliza para el intercambio de gases

la salida de los gases quemados. Como resultado de esto la presión en el cilindro desciende y en el punto *3* se hace inferior a la presión p_k, creada por el compresor[1]). En este instante el émbolo abre las lumbreras de admisión y a través de ellas empieza a penetrar el aire a presión p_k que empuja los productos de la combustión a través de las lumbreras de escape.

[1]) El compresor (soplador) empleado en el motor de dos tiempos para comprimir previamente el aire o la mezcla carburante se denomina también bomba de barrido.

Cuando el pistón se desplaza hacia el P.M.S. cierra al principio las lumbreras de barrido, interrumpiendo el ingreso de aire desde el compresor al cilindro. Mientras tanto, a través de las lumbreras de escape continúa la salida de los gases quemados, terminándose en el punto *2*, cuando el pistón en su movimiento hacia el P.M.S. cierra las lumbreras de escape. Desde este instante comienza el proceso de compresión.

Del análisis del ciclo de funcionamiento del motor de dos tiempos se deduce que el intercamibo de gases (admisión de carga fresca y escape de los gases quemados) se efectúa solamente cuando el pistón

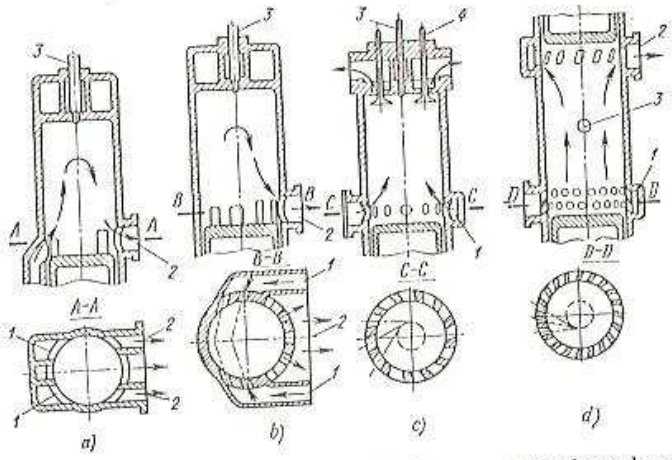


Fig. 25. Esquemas del proceso de intercambio de gases, empleados en los motores de dos tiempos:
1 — lumbreras de barrido; *2* — lumbreras de escape; *3* — inyector; *4* — válvula de escape

se mueve en las proximidades del P.M.I. Los gases quemados se barren del cilindro durante un corto espacio de tiempo en que el volumen varía en la magnitud V_p. Para el barrido del cilindro se utiliza aire que ingresa al cilindro desde el compresor. Parte del aire, durante el barrido, se expulsa junto con los gases quemados a través de las lumbreras de escape. En los motores de carburador de dos tiempos el barrido del cilindro se efectúa por la mezcla aire-combustible y conjuntamente con el aire se expulsa del cilindro combustible sin quemar.

En los motores de dos tiempos se emplean diversos esquemas de intercambio gaseoso. En la fig. 25, *a* se representa el esquema del barrido transversal, en bucles, con lumbreras de admisión y escape dispuestas en paralelo, utilizado en los motores para motocicletas, donde la cámara de manivelas (cárter) sirve de compresor.

En el barrido transversal, en bucles o U invertida, (fig. 25, *b*) con disposición excéntrica de las lumbreras de admisión, el aire del compresor entra por las lumbreras situadas a ambos lados de las de escape. La inclinación de los ejes de las lumbreras de admisión origina un movimiento orientado del aire, con el cual se mejora la limpieza del cilindro de los productos de combustión. Este esquema se emplea en algunos motores de automóvil.

En el caso de barrido uniflujo con lumbreras y válvulas (fig. 25, *c*), como por ejemplo en el motor YaMZ-204, los gases quemados salen a través de las válvulas mientras que el soplado se efectúa por las lumbreras.

En la fig. 25, *d* se representa el esquema de barrido uniflujo en un motor con pistones que realizan carreras opuestas (uno rige las lumbreras de admisión y el otro las de escape), este esquema asegura alta calidad de barrido de los gases quemados del cilindro y su llenado con carga fresca.

§ 4. Procesos del ciclo real

Del análisis realizado se deduce que los ciclos reales en los motores a pistón constan de los siguientes procesos: el intercambio de gases, que incluye el escape de los gases quemados, el barrido de la cámara de combustión y la admisión de la carga fresca (aire en el motor Diesel o mezcla de aire-combistible en los motores de encendido por chispa); la compresión, que va acompañada con elevación de la energía interna del fluido operante; la combustión, acompañada de desprendimiento de calor y la expansión (carrera de trabajo).

El carácter con que transcurren los procesos de compresión, combustión y expansión no depende del número de tiempos del motor, sino que se define solamente del modo de organización del proceso de formación de la mezcla y del encendido de la misma. El proceso de intercambio de gases depende del número de tiempos del motor. En el de cuatro tiempos su duración abarca más de dos carreras del pistón; en el de dos tiempos, sólo parte de una carrera del pistón.

En los diagramas indicados (véase las figs. 21—24) el punto *2* corresponde a la finalización del proceso de admisión y al comienzo de la compresión real. Para evaluar los parámetros al final de la compresión, tomando en consideración el comienzo real de este proceso, así como la relación de compresión geométrica, referida al volumen total,

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

se emplea la relación de compresión real

$$\varepsilon' = \frac{V'_h + V_c}{V_c}, \qquad (122)$$

donde V'_h es el volumen de trabajo, para la posición del pistón en el instante de comenzar el proceso de compresión.

La vinculación entre las relaciones de compresión real y geométrica puede expresarse por la correlación:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon' - \psi_p}{1 - \psi_p}, \qquad (123)$$

donde $\varepsilon' < \varepsilon$

$$\psi_p = \frac{V_p}{V_h}^{1)} \qquad (124)$$

En los motores de dos tiempos para automóviles y motocicletas la magnitud ψ_p, denominada *fracción de volumen perdido* al realizar el proceso de intercambio de gases, depende del esquema de barrido. Para el barrido uniflujo con válvulas y lumbreras $\psi_p = 0{,}12 - 0{,}14$, cuando el barrido es por lumbreras $\psi_p = 0{,}25$.

[1]) En los motores de dos tiempos V_p, que corresponde a la parte de la carrera del pistón que no produce trabajo, se denomina volumen perdido.

CAPÍTULO IV

Proceso de admisión

§ 1. Generalidades

Para realizar el ciclo de trabajo en un motor de combustión interna a pistón, es preciso expulsar del cilindro los productos de la combustión formados en el ciclo anterior e introducir en él la carga fresca del aire o de la mezcla aire-combustible. Estos dos procesos (admisión y escape) están vinculados entre sí y en función del número de tiempos del motor, así como del procedimiento de admisión, en mayor o menor medida, transcurren simultáneamente. La cantidad de carga fresca suministrada depende de la calidad con que se limpia el cilindro del motor. Por eso el proceso de admisión se debe analizar tomando en consideración los parámetros que caracterizan el desarrollo del proceso de escape, examinando todo el complejo de fenómenos que se refieren al proceso de intercambio de gases en conjunto.

En las figs. 26—28 se muestra esquemáticamente cómo transcurren los procesos de intercambio de gases, los diagramas indicados y las fases de distribución de los gases en los motores de dos y cuatro tiempos. En los diagramas de las fases de distribución de los gases y en los diagramas indicados los puntos de igual denominación determinan respectivamente los instantes de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, en función del ángulo de rotación del cigüeñal y de la carrera del pistón. Los instantes en que comienzan a abrirse las válvulas de escape y admisión se señalan por los puntos *1* y *3* respectivamente (fig. 26 y 27) y los instantes en que se cierran por los puntos *2* y *4*.

La disminución de la presión en el sistema de admisión y en el cilindro depende del régimen de velocidad del motor, de las resistencias hidráulicas en todos los elementos del sistema, del área de las secciones de paso por donde se desplaza la carga fresca y de su densidad (fig. 26, *a*). Después de abrir la válvula de admisión, cuando la presión en el cilindro resulte menor que la presión del medio ambiente en la magnitud Δp_a, empieza la admisión de la carga fresca al cilindro.

En la fig. 26, *d* se muestran las curvas de elevación de las válvulas de admisión h_a y escape h_e y el diagrama indicado del proceso

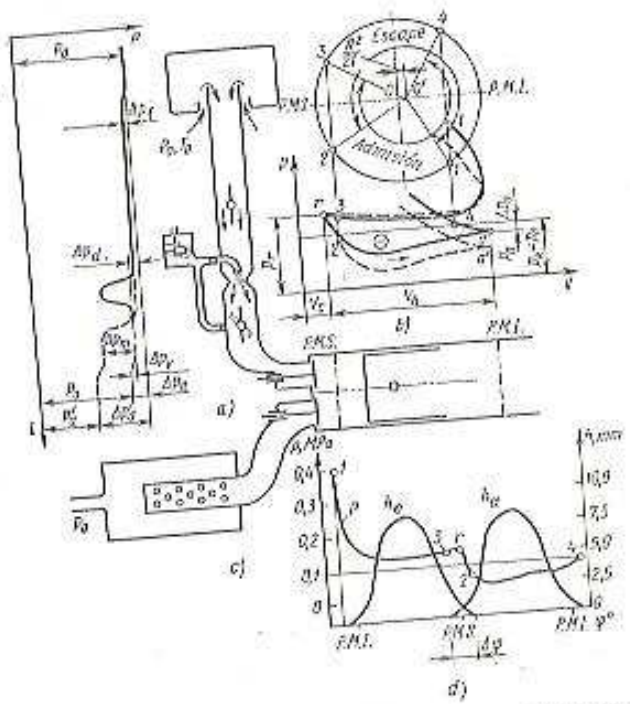


Fig. 26. Característica del proceso de intercambio de gases en un motor de carburador de cuatro tiempos:
a — sistema de admisión y diagrama de presiones a lo largo de éste; *b* — diagrama indicado y fases de la distribución de los gases; *c* — sistema de escape con silenciador de reloj; *d* — curvas de las alzadas de las válvulas h_v y de la presión en el cilindro p en función del ángulo φ; Las líneas llenas corresponden a la mariposa de gases completamente abierta; las líneas discontinuas, cuando está entreabierta; Δp_f — pérdidas en el filtro de aire; Δp_{cq} — pérdidas en el difusor; Δp_v — pérdidas en la válvula; Δp_{cn} — pérdidas en la sección del conducto de admisión cerca de la mariposa de gases; Δ_T — traslapo de las válvulas.

de intercambio de gases en función del ángulo φ. La velocidad de movimiento de las válvulas al principio y al final de su desplazamiento es pequeña. En consecuencia, el movimiento en el instante de apertura de la válvula y en el momento de su acercamiento contra el asiento se efectúa lentamente, y las fuerzas de inercia que aparecen en este caso no son elevadas, lo que asegura un trabajo fiable de las piezas del mecanismo de válvulas. En estos instantes las secciones de paso entre la cabeza y el asiento de la válvula f_v son pequeñas.

Para obtener mayor apertura de la sección de paso de las válvulas en el período cuando la velocidad de movimiento del pistón es la máxima y se crean condiciones para elevar la velocidad de entrada

o de salida del gas, así como también para utilizar en lo máximo los efectos que producen los procesos inerciales en los sistemas de admisión y escape sobre el barrido y el llenado de los cilindros, se amplían las fases de la distribución de los gases. El proceso de escape comienza a 40—60° antes del P.M.I. (punto *1*, fig. 26, *b*). Desde este instante y hasta el P.M.I. tiene lugar el escape libre de los gases, debido a la diferencia de presiones en el cilindro p_r y en la salida p_a. Posteriormente la limpieza del cilindro se efectúa empujando los gases por el pistón en su movimiento hacia el P.M.S.

La válvula de escape se cierra a unos 15—30° después del P.M.S. (punto *2*), la de admisión se abre a unos 10—20° antes del P.M.S. (punto *3*), es decir, durante cierto tiempo están abiertas simultáneamente ambas válvulas. En la zona del cilindro próxima a la válvula de admisión se origina cierta depresión, debida al efecto de eyección engendrado por el movimiento de los gases quemados a través de la válvula de escape. Como resultado de esto, en caso de traslapo (apertura simultánea) de las válvulas ingresa carga fresca en el cilindro y al mismo tiempo se expulsan los gases quemados.

En los motores con sobrealimentación el aire (o la mezcla aire-combustible en los motores con formación externa de la mezcla) se introduce al cilindro después de comprimirlo previamente en el compresor. El esquema del proceso con sobrealimentación por turbocompresor viene expuesto en la fig. 27. Los gases quemados, al abrirse la válvula de escape, pasan a la turbina de gas que acciona el compresor. En los motores con sobrealimentación, en los cuales la presión p_k es mayor que p_r (fig. 27, *b*), el traslapo de las válvulas se aprovecha para soplar la cámara con el aire a presión, lo que mejora la limpieza del cilindro respecto a los gases residuales, así como reduce la intensidad térmica de las superficies que forman la cámara de combustión (fondo del émbolo, paredes del cilindro, cabezas de las válvulas y culata del bloque de cilindros).

En caso de sobrealimentación por turbocompresor, siendo constante la presión del gas ante la turbina, los gases quemados se expulsan del cilindro a un recipiente donde se establece la presión p_{rec} = const.

La carga fresca entra en el cilindro a presión $p_k > p_a$. La temperatura del aire T_k, después de ser comprimido por el compresor, será más alta de T_a. Al emplear elevados grados de sobrealimentación $\pi_k = p_k/p_a$, cuando esta relación es mayor que 2,0—2,5, en la tubería principal, después del compresor (antes de introducir el aire al cilindro del motor), se instala un refrigerador para disminuir la temperatura T_k. Esto, manteniendo la presión p_k = const, aumenta la cantidad de la carga fresca que se suministra al cilindro. Las pérdidas en el sistema de admisión, lo mismo que en el motor sin sobrealimentación, conllevan a que la presión p_a resulte ser menor que la presión del aire después del compresor p_k en la magnitud de las pérdidas hidráulicas $\Delta p_c = p_k - p_a$.

El ingreso de la carga fresca al cilindro continúa también durante el movimiento de retorno del pistón hacia el P.M.S. La recarga tiene lugar parcialmente debido a que en el movimiento del pistón desde el P.M.I. $p_a < p_0$ o $p_z < p_k$. Durante el funcionamiento del motor sin sobrealimentación también resulta posible el suministro de la carga cuando el pistón se mueve desde el P.M.I. (punto *a*)

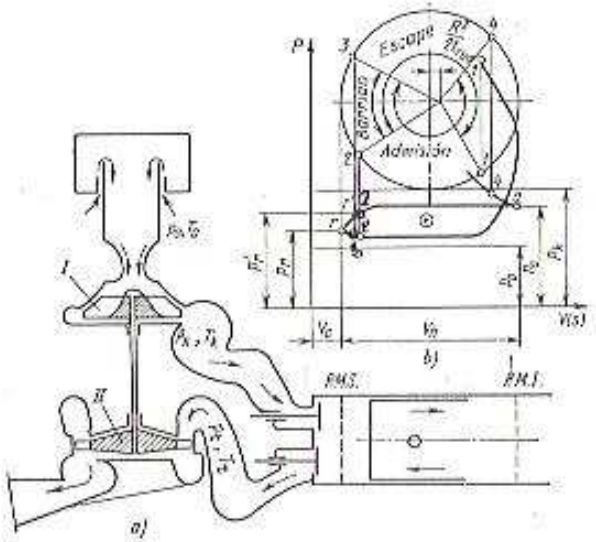


Fig. 27. Característica del proceso de intercambio de gases en un motor Diesel de cuatro tiempos sobrealimentado por turbocompresor:
a — esquema del motor sobrealimentado por turbocompresor; *b* — diagrama indicado del proceso de intercambio de gases y las fases de la distribución de los gases; *I* — compresor; *II* — turbina a gas

hasta el cierre de la válvula de admisión (punto *f*), bajo el efecto de la presión debida a la velocidad que se origina en el sistema de admisión, en este caso la presión delante de la válvula de admisión será mayor que la atmosférica p_0 (sobrealimentación dinámica). En los motores rápidos modernos la válvula de admisión se cierra a unos 50—70° después del P.M.I.

Como consecuencia de los fenómenos inerciales y ondulatorios, que son típicos para los sistemas de admisión y escape en los motores rápidos, así como de la inestabilidad del proceso, la variación de la presión dentro del cilindro en el período de intercambio de gases posee un carácter complejo, por eso el cálculo analítico del proceso, tomando en consideración los fenómenos indicados, es dificultoso y solamente puede efectuarse empleando ordenadores. Por esta

misma razón, las fases de distribución de los gases en los motores modernos se eligen definitivamente a base de experimentos.

Examinemos los procesos de intercambio de gases en el motor de dos tiempos de barrido uniflujo con válvulas y lumbreras (véase la fig. 25, *c*) empleado en el motor Diesel YaMZ-204. En la fig. 28, *a* se muestra la parte del diagrama indicado que corresponde a los procesos de barrido y llenado del cilindro. En la fig. 28, *b* se representan en función del ángulo φ el diagrama indicado de los procesos

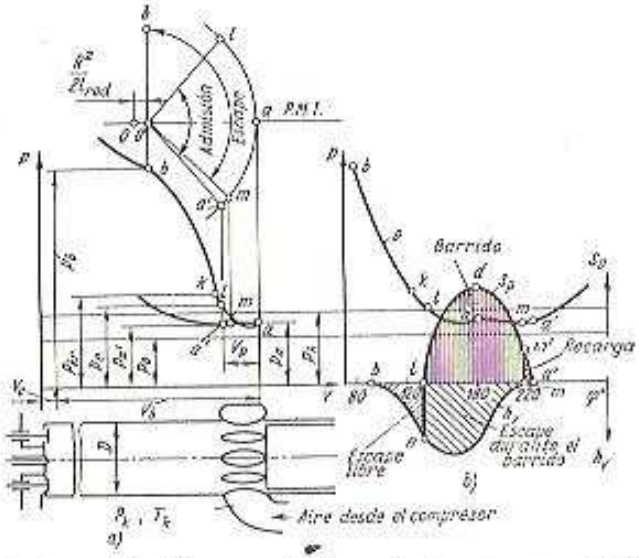


Fig. 28. Característica del proceso de intercambio de gases en un motor Diesel de dos tiempos

de intercambio de gases, la magnitud de la carrera del pistón S_p en el sector de apertura y cierre de las lumbreras de barrido y la subida de las válvulas h_v. Las curvas de S_p y h_v en cierta escala caracterizan también las áreas de las secciones de paso de las lumbreras de barrido y de las válvulas de escape. Aproximadamente a 90° antes del P.M.S. en el punto *b* se abren las válvulas de escape[1]). Desde este instante comienza la descarga de los gases quemados. La caída de presiones p_b/p en el período inicial del escape, en el tramo *bk* es menor que el crítico (véase el diagrama indicado), y los

[1]) En el motor YaMZ-204 hay dos válvulas de escape en cada cilindro. Las válvulas se accionan por las levas del árbol de distribución, lo que asegura que los instantes de apertura y cierre de las válvulas de escape no dependan del movimiento del pistón y de las fases de admisión.

gases quemados salen a velocidad crítica. Posteriormente, comenzando desde el instante que en el diagrama indicado se caracteriza por el punto k, el derrame del flujo transcurre en la zona subcrítica con velocidad decreciente. El período de expulsión de los gases quemados comprendido hasta el instante de apertura de las lumbreras de admisión se denomina escape libre.

El proceso simultáneo de escape de los gases y su expansión conduce a una brusca disminución de la presión dentro del cilindro hasta la magnitud p_r.

El área f_v es proporcional a la subida de la válvula, mientras que el tiempo que dura su movimiento, al ángulo φ, por eso el área bln es equivalente a $\int_{t_k}^{t_e} f_{el}\,dt$ (donde f_{el} es el área de la sección de paso en el período que dura el escape libre), que se denomina *sección-tiempo del escape libre*.

El comienzo de la apertura de las lumbreras de barrido tiene lugar en el punto situado aproximadamente a 45° antes del P.M.I., cuando la presión en el cilindro es un poco mayor que en el recipiente de aire.

A causa del movimiento intenso de los gases quemados en dirección hacia las válvulas de escape, donde en el instante examinado la superficie de la sección de paso es suficientemente amplia, no se observa la penetración de los gases al recipiente de aire, mientras que la presión dentro del cilindro sigue disminuyendo. Cuando la presión en el cilindro p resulte menor que la presión p_k, comenzará el ingreso de aire desde el recipiente al cilindro y su barrido. El período durante el cual ingresa aire al cilindro y se expulsan los gases quemados se denomina *barrido forzado y llenado*.

Durante el proceso de barrido, parte de la carga fresca introducida, además de empujar a los gases quemados, se mezcla con ellos y es expulsada por el tubo de escape.

La eliminación de los gases quemados termina en el instante en que se cierran las válvulas de escape (punto n en el diagrama). La superficie delimitada por la curva *lnm* y el eje de las abscisas caracteriza la sección-tiempo del escape durante el barrido, mientras que el área *fdm'n*, la sección-tiempo del barrido. Una vez cerradas las válvulas de escape, las lumbreras de barrido quedan aún abiertas (en el tramo *ma'*), lo que permite efectuar la recarga del cilindro. La sección-tiempo de la recarga corresponde al área *mm'a'*.

La particularidad del esquema de barrido estudiado —control por separado de los procesos de escape y de admisión— permite organizar el intercambio gaseoso de tal manera que las válvulas de escape se cierren simultáneamente o antes que las lumbreras de barrido (diagrama asimétrico de la distribución de los gases). Además, la sección-tiempo de las válvulas de escape al final del proceso de expulsión es considerablemente menor que la sección-tiempo de las lumbreras de barrido (véase la fig. 28, *b*). Todo lo

mencionado en conjunto permite en este caso, a diferencia del barrido transversal (véase la fig. 25, *a*), realizar un llenado adicional y la sobrealimentación. La organización de la dirección de movimiento de la carga fresca tiene gran importancia para que pueda haber un buen barrido del cilindro y su llenado.

§ 2. Parámetros del proceso de admisión

La cantidad de carga fresca que ingresa en el proceso de admisión, es decir, el llenado del cilindro, depende de los siguientes factores:

1) de la resistencia hidráulica en el sistema de admisión, que hace disminuir la presión de la carga suministrada en la magnitud Δp;

2) de la existencia de cierta cantidad M_r de productos quemados (gases residuales) en el cilindro, que ocupan parte de su volumen;

3) del calentamiento de la carga por las superficies de las paredes del sistema de admisión y del espacio interior del cilindro en la magnitud ΔT, como consecuencia del cual disminuye la densidad de la carga introducida.

La influencia que ejerce cada uno de los factores indicados puede aclararse analizándolos por separado. Para simplificar la tarea en adelante se supone que el proceso de admisión termina en el punto a (véase la fig. 26). Todos los fenómenos relacionados con la recarga del cilindro y su barrido se evalúan por coeficientes experimentales.

Presión en el cilindro en el período de llenado. La existencia de resistencias en el sistema de admisión conduce a que la cantidad de carga fresca que entra en el cilindro del motor, disminuye debido al decrecimiento de la densidad de la carga. La influencia de las pérdidas hidráulicas sobre el llenado puede determinarse si se conocen las pérdidas de presión Δp_a en el sistema de admisión (véase la fig. 26) o la presión en el cilindro p_a en el instante en que se supone finalizado el proceso de admisión. Se puede determinar aproximadamente la presión dentro del cilindro durante la admisión, considerando este proceso como estacionario. Utilizando la ecuación de Bernoulli podemos escribir

$$\frac{p_k}{\rho_k}+\frac{w_k^2}{2}+gZ_k=\frac{p_a}{\rho_a}+\beta^2\frac{w_{ad}^2}{2}+\xi_{ad}\frac{w_{ad}^2}{2}+gZ_a, \qquad (125)$$

donde ρ_k y ρ_a son las densidades de la carga en la entrada y en el cilindro respectivamente; w_k y w_{ad}, respectivamente la velocidad del aire en la entrada del sistema de admisión y la velocidad media del aire en todo el proceso de admisión, medida en la válvula o en las lumbreras de barrido por ser la sección más estrecha del sistema de admisión[1]) por la que fluye la carga fresca, en m/s; Z_k y Z_a, las

[1]) Para aumentar la velocidad y asegurar la dirección del movimiento de la carga de aire dentro del cilindro, en algunos motores de cuatro tiempos, en el conducto de admisión de la culata se hace un estrechamiento local que tiene una sección contraída de paso menor que la válvula. A veces la velocidad media w_{ad} se determina en esta sección.

alturas de nivel respectivamente desde el eje del sistema de admisión y el eje de la válvula de admisión; β, el coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro; $\beta = w_c/w_{ad}$ (w_c es la velocidad media del aire en la sección examinada del cilindro); ξ_{ad}, el coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a su sección más estrecha.

Adoptando que $w_k = 0$, las alturas de nivel $Z_k = Z_a$, y despreciando la variación de la densidad de la carga fresca durante su movimiento en el sistema de admisión ($\rho_k = \rho_a$), obtendremos

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p_a}{\rho_a} + (\beta^2 - \xi_{ad})\frac{w_{ad}^2}{2} \qquad (126)$$

y

$$\Delta p_a = p_k - p_a = (\beta^2 + \xi_{ad})\frac{w_{ad}^2}{2}\rho_k. \qquad (127)$$

Para el caso del motor de cuatro tiempos sin sobrealimentación $p_k = p_0$ y $\rho_k = \rho_0$.

De la ecuación (127) se infiere que la disminución de la presión, durante el movimiento de la carga en el sistema de admisión, es proporcional al cuadrado de la velocidad en la sección mínima y depende de los coeficientes de resistencia del sistema y de amortiguación de la velocidad de la carga. En los motores con regulación preponderante cuantitativa (de carburador, a gas, con inyección de combustible ligero y encendido por chispa) al disminuir la carga hay que entornar la mariposa de gases, lo que conduce a un incremento de las resistencias. El diagrama indicado del proceso de intercambio de gases al entornar la mariposa de gases se muestra con línea de trazos en la fig. 26.

Para las secciones más estrechas del sistema de admisión y del cilindro la ecuación de continuidad

$$w_{ad} f_{ad} = c_{p\,máx} F_p, \qquad (128)$$

donde f_{ad} es el área de la sección de paso de la válvula (o de la sección más estrecha), en m²; $c_{p\,máx}$, la velocidad máxima del pistón, en m/s; F_p, el área de la cara del pistón, en m².

La velocidad máxima del pistón (en m/s)

$$c_{p\,máx} = R\omega\sqrt{1+\lambda^2}, \qquad (129)$$

donde R es el radio de la manivela, en m; ω, la velocidad angular del cigüeñal; $\omega = 2\pi n$ (n, la frecuencia de rotación del cigüeñal, en rps); λ, la relación entre el radio de la manivela R y la longitud de la biela L, $\lambda = R/L$.

El empleo en el cálculo de $c_{p\,máx} \approx 1{,}63 c_{p1}$, a diferencia del método de cálculo recomendado en la literatura, según la velocidad media del pistón $c_p = 2Sn$, permite obtener para los motores de cuatro tiempos, valores de w_{ad} más cercanos a los reales. Esto se explica por el hecho de que la superficie f_{ad}, que se toma en cuenta

en el cálculo, corresponde al área de la máxima sección de paso de la válvula que tiene lugar aproximadamente en el instante cuando la velocidad del pistón varía insignificantemente y es cercana a $c_{p\,máx}$. Teniendo en cuenta que el carácter de variación de la sección de paso de la válvula y la velocidad c_p son similares, dichas relaciones son más cercanas a los valores de w_{ad} en el momento examinado.

De las ecuaciones (128) y (129) tenemos

$$w_{ad} = c_{p\,máx}\frac{F_p}{f_{ad}} = 2\pi R n\sqrt{1+\lambda^2}\,\frac{\pi D^2}{4}\,\frac{1}{f_{ad}} = A_1\frac{n}{f_{ad}}. \qquad (130)$$

Introduciendo el valor de w_{ad} en la expresión (128), obtendremos

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{ad})\,\rho_k A_1^2\frac{n^2}{2}\,\frac{1}{f_{ad}^2} = A_2\frac{n^2}{f_{ad}^2}, \qquad (131)$$

donde A_1 está en m³, A_2, en kg·m³, Δp_a, en Pa.

De la expresión (131) se desprende que Δp_a es proporcional al cuadrado de la frecuencia de rotación n^2 e inversamente proporcional al cuadrado del área f_{ad}^2. Incrementar la superficie f_{ad} es un medio para disminuir Δp_a. En los motores de automóviles modernos de cuatro tiempos con las válvulas dispuestas en la parte superior la posibilidad de aumentar la superficie f_{ad} está limitada por condiciones de ubicación de las válvulas en la culata.

Siendo $V_h = \pi D^2 S/4 = \text{const}$, en caso de disminuir la carrera del pistón será necesario aumentar respectivamente el diámetro D del cilindro, lo que permitirá instalar válvulas con mayor sección de sus gargantas de paso. La superficie total de las secciones de paso en las válvulas de admisión puede ser incrementada utilizando cuatro válvulas (dos de admisión y dos de escape). El esquema de cuatro válvulas es conveniente emplearlo en caso de sobrealimentación así como al elevar la frecuencia de rotación, ya que la reducción de la masa y, por lo tanto, de las fuerzas de inercia de cada válvula condiciona un trabajo más fiable del mecanismo de distribución de los gases a altas frecuencias de rotación. La superficie de la sección de paso en las válvulas puede incrementarse utilizando cámaras de combustión en las cuales las válvulas van dispuestas inclinadamente (véase la fig. 40, *a* y *b*).

Según datos experimentales obtenidos al investigar motores de automóviles, para la apertura completa de la válvula en el régimen nominal, la velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso es $w_{ad} = 50 \ldots 130$ m/s, $(\beta^2 + \xi_{ad}) = 2{,}5 \ldots 4$.

En los motores de cuatro tiempos sin sobrealimentación los datos experimentales muestran que $p_a = (0{,}8 \ldots 0{,}9)\,p_0$, mientras que para los que emplean sobrealimentación $p_a = (0{,}9 \ldots 0{,}96)\,p_k$.

En los motores de dos tiempos:

lentos con barrido por lumbreras

$$p_a \approx 0{,}5\,(p_k + p_0)$$

(donde p_p es la presión en el sistema de escape), rápidos con barrido uniflujo

$$p_a \approx (0{,}85 \ldots 1{,}05)\, p_p.$$

Cantidad de gases residuales. En el proceso de escape no se logra desalojar por completo del cilindro los productos de combustión, ocupando éstos cierto volumen a presión p_r y temperatura T_r respectivos. En el proceso de admisión los gases residuales se expanden y, mezclándose con la carga fresca que ingresa, hacen disminuir el llenado del cilindro. La cantidad de gases residuales M_r depende del procedimiento empleado para limpiar el cilindro, así como de la posibilidad de barrido del cilindro por la carga fresca.

La cantidad de gases residuales se caracteriza por una magnitud relativa denominada *coeficiente de gases residuales*

$$\gamma_r = M_r/M_1.$$

En los motores de cuatro tiempos, que tienen traslapo de válvulas (no mayor de 30—40°), el cual excluye la posibilidad de barrido, puede considerarse que al final de la carrera de escape los gases residuales ocupan el volumen de la cámara de combustión $V_c = V_h/(\varepsilon - 1)$ y, por lo tanto, su cantidad

$$M_r = \frac{p_r V_c}{R_u T_r}, \qquad (132)$$

donde p_r y T_r son, respectivamente, la presión y temperatura dentro del cilindro al final del escape; R_u, la constante universal de los gases.

La magnitud p_r queda definida por la presión del medio ambiente al cual se expulsan los gases, es decir, por la presión p_a en caso de escape a la atmósfera o p_p cuando en el escape se instala un silenciador o un colector, habiendo sobrealimentación por turbocompresor.

La temperatura T_r depende de la composición de la mezcla, del grado de expansión y del intercambio de calor en la expansión y en el escape. En los motores a gasolina, en los cuales la composición de la mezcla varía entre límites relativamente pequeños, la temperatura T_r decrece insignificantemente al disminuir la carga. En los motores Diesel, donde la regulación de la carga se efectúa variando la composición de la mezcla, la temperatura T_r visiblemente decrece al disminuir la carga. La magnitud de T_r en los motores Diesel es considerablemente menor (en 200—300 K), comparada con la de los motores a gasolina, debido a las relaciones de compresión y respectivamente de expansión más altas y a las temperaturas más bajas en este último proceso.

El volumen V_c depende unívocamente de la relación de compresión ε, disminuyendo cuando ésta aumenta. Por lo tanto, manteniendo todas las demás condiciones, en los motores de cuatro tiempos, el aumento de ε va acompañado siempre de la disminución de M_r.

El número de moles de la carga fresca M_1 se caracteriza por las condiciones de llenado y regulación de la carga. Al disminuir la carga en los motores a gasolina mediante la reducción de los gases la magnitud M_1 decrece, mientras que en caso de regulación cualitativa de la potencia que se emplea en los motores Diesel, dicha magnitud aumenta en cierta medida. Al haber sobrealimentación M_1 aumenta en ambos casos.

De esta manera, con respecto al coeficiente de gases residuales γ_r se pueden hacer las siguientes conclusiones generalizadas.

En los motores a gasolina el coeficiente γ_r es mayor, que en los motores Diesel, debido a menores ε. Al disminuir la carga en los motores a gasolina γ_r aumenta, mientras que en los motores Diesel queda prácticamente constante. Al introducir la sobrealimentación el coeficiente γ_r disminuye en los motores de los dos tipos como resultado de la cantidad mayor de M_1; una excepción son los motores sobrealimentados por turbocompresores, en los cuales el crecimiento de p_k va acompañado por el cambio de la contrapresión p_p y, por consiguiente, del aumento de p_r en el cilindro.

En los motores a gasolina y a gas sin sobrealimentación, a plena carga, $\gamma_r = 0{,}06 \ldots 0{,}10$; en los motores Diesel sin sobrealimentación, $\gamma_r = 0{,}03 \ldots 0{,}06$.

Al calcular el coeficiente γ_r se puede asumir que la presión de los gases residuales $p_r = (1{,}1 \ldots 1{,}25)\, p_a$ o $p_r = (1{,}1 \ldots 1{,}25)\, p_p$ y la temperatura $T_r = 900 \ldots 1000$ K para los motores a gasolina, $T_r = 700 \ldots 900$ K para los motores Diesel y $T_r = 750 \ldots 1000$ K para los motores a gas.

En los motores de cuatro tiempos el coeficiente γ_r puede ser disminuido utilizando la sobrealimentación y aumentando en cierta medida el traslapo de las válvulas.

En los motores de dos tiempos γ_r depende de la calidad de barrido. Por ejemplo, en los motores de barrido con compresión en el cárter γ_r puede alcanzar 0,4, debido a lo imperfecto de su barrido. Al disminuir la carga este coeficiente puede aproximarse a la unidad, lo que conduce a un encendido y combustión irregular. En el motor de dos tiempos con barrido uniflujo el coeficiente γ_r puede obtenerse igual al de los motores Diesel de cuatro tiempos ($\gamma_r = 0{,}03$).

En una serie de casos, especialmente en los motores de dos tiempos, la calidad con que se barre el cilindro de los gases quemados se evalúa a través del *coeficiente de barrido*

$$\eta_b = \frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{M_1}{M_1(1+\gamma_r)} = \frac{1}{1+\gamma_r}, \qquad (133)$$

Temperatura de calentamiento de la carga. La carga fresca durante su movimiento por el sistema de admisión y dentro del cilindro entra en contacto con las paredes calientes, elevándose su temperatura en ΔT. El grado de calentamiento de la carga depende de la velocidad de su movimiento, de la duración de la admisión, así como de la diferencia de temperaturas entre las paredes y la carga.

Al aumentar la temperatura de la carga su densidad disminuye, por eso el calentamiento especial del sistema de admisión en el motor de carburador es conveniente solamente hasta cierto límite correspondiente al calor necesario para la vaporización del combustible. El calentamiento excesivo influye negativamente sobre el llenado del cilindro. De esta manera, el incremento de temperatura de la carga fresca es igual a

$$\Delta T = \Delta T_{1.c} - \Delta T_{vap},$$

donde $\Delta T_{1.c}$ es el incremento de la temperatura de la carga fresca, debido al intercambio de calor; ΔT_{vap}, la disminución de la temperatura de la carga fresca, debido a la vaporización del combustible. Para los motores Diesel $\Delta T_{vap} = 0$.

El cálculo de ΔT se dificulta debido a la ausencia de datos suficientes para elegir el coeficiente de transmisión de calor y la temperatura media de las superficies, así como a la complejidad en determinar la parte de combustible que se ha evaporado durante el proceso de admisión (en los motores a gasolina). Como resultado de esto, durante el cálculo térmico del motor la temperatura ΔT se adopta basándose en los resultados experimentales y en cálculos indirectos. Si el sistema de intercambio de gases ha sido diseñado correctamente, la carga fresca que ingresa al cilindro del motor Diesel sin sobrealimentación, será $\Delta T = 20 \ldots 40$ °C. Para el motor con formación externa de la mezcla $\Delta T = 0 \ldots 20$ °C.

Los motores Diesel de cuatro tiempos con sobrealimentación y sin refrigeración intermedia del aire y los motores de dos tiempos con barrido bien organizado tienen valores de ΔT más bajos, lo que se explica por el hecho de que las temperaturas del aire después del compresor son más altas y correspondientemente menor será la diferencia entre las temperaturas medias de las paredes y de la carga fresca. Un fenómeno análogo se observa en los motores de carburador sobrealimentados. Al sobrealimentarlos sin refrigeración intermedia, cuando la temperatura de la carga es mayor que la temperatura de las paredes, es posible el enfriamiento de la carga y ΔT será en este caso negativo.

Temperatura al terminar la admisión. Al analizar los factores que influyen sobre el transcurso del proceso de llenado se supuso que ellos influían por separado. En la realidad todos los fenómenos que definen el transcurso del proceso de admisión actúan simultáneamente. El calentamiento de la carga a partir de las paredes y el mezclado con los gases residuales, que tienen una temperatura más alta, conllevan a que al final de la admisión (punto a, en la fig. 26) la temperatura T_a de la mezcla de la carga fresca con los gases residuales sea mayor que la temperatura T_k del aire en la entrada, pero menor que la temperatura T_r de los gases residuales.

La temperatura T_a puede calcularse sobre la base del balance térmico, compuesto para la carga fresca y para los gases residuales, antes y después de su mezcla. Se supone que el proceso de mezclado

tiene lugar a presión constante. Considerando que el calor específico de la mezcla c'_p es igual al calor específico de la carga fresca c_p y el calor específico de los gases residuales $c''_p = \varphi c_p$, escribiremos la ecuación del balance térmico:

$$c_p M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi c_p M_r T_r = c_p (M_1 + M_r) T_a, \quad (134)$$

de donde

$$T_a = \frac{M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi M_r T_r}{M_1 + M_r}. \quad (135)$$

Puesto que

$$M_1 + M_r = M_1 (1 + \gamma_r), \quad (136)$$

entonces

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \varphi \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (137)$$

Cuando el motor de cuatro tiempos trabaja sin sobrealimentación $T_k = T_0$. En caso de que esté sobrealimentado un motor de cuatro tiempos o uno de dos tiempos la temperatura T_k se determina según el estado del aire antes del sistema de admisión después de ser comprimido en el compresor, empleando la ecuación

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (138)$$

donde n_k es el exponente politrópico que caracteriza la compresión en el compresor, dependiente del tipo y grado de perfección del proceso que en él transcurre, $n_k = 1{,}45 \ldots 1{,}8$.

En algunos motores sobrealimentados, después del compresor en la entrada del conducto de admisión, se instala un refrigerador en el cual el aire se enfría en ΔT_{ref}. En este caso la temperatura de la carga antes de la admisión será

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - \Delta T_{ref}. \quad (139)$$

Para determinar T_a, sin cometer gran error puede asumirse que $\varphi = 1$, ya que para los motores con formación externa de la mezcla $c'_p \geqslant c''_p$, y la suposición de que $\varphi = 1$ prácticamente no ocasiona error en el cálculo.

Entonces

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (140)$$

Las fórmulas (137) y (140) son justas para los motores de dos y cuatro tiempos.

Para los motores de cuatro tiempos con sobrealimentación $T_a = 310 \ldots 350$ K, para los sobrealimentados de dos y cuatro tiempos $T_a = 320 \ldots 400$ K.

En los motores que funcionan con gas licuado, la ecuación del balance térmico, referida a 1 mol de gas, al mezclar el gas con el aire en el mezclador, tiene la siguiente forma

$$(1 + \alpha L_0)\, c_{p\,m} T_m = \mu c'_p T_g + \mu c_p \alpha L_0 T_0, \qquad (141)$$

de donde, considerando que $\mu c_{p\,m} \approx \mu c'_p \approx \mu c_p$, obtendremos

$$T_k = T_m = \frac{T_g + \alpha L_0 T_0}{1 + \alpha L_0}, \qquad (142)$$

donde T_m es la temperatura de la mezcla aire-gas que entra en el cilindro del motor; T_g, la temperatura del gas que ingresa al mezclador.

El valor de la temperatura T_k se sustituye en la ecuación (137) ó (140) al determinar T_a.

En la fig. 29 se muestra la relación que existe entre la temperatura T_a y el coeficiente γ_r para dos valores de T_r y ΔT en el caso

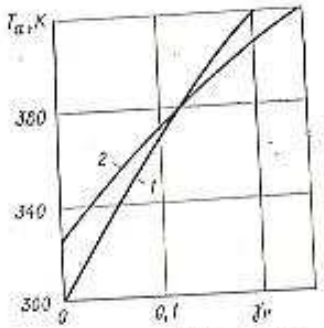


Fig. 29. Variación de la temperatura T_a ($T_0 = 288$ K) en función del coeficiente γ_r: 1 — $\Delta T = 15°$; $T_r = 1000$ K; 2 — $\Delta T = 40°$; $T_r = 1600$ K

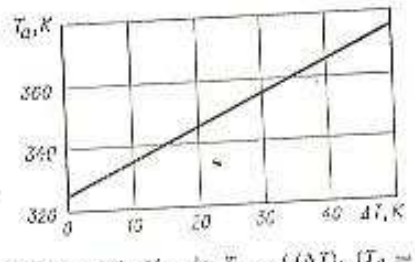


Fig. 30. Variación de $T_a = f(\Delta T)$, ($T_0 = 288$ K; $\gamma_r = 0{,}06$ y $T_r = 1600$ K)

cuando la carga fresca ingresa desde la atmósfera a $T_0 = 288$ K. En la fig. 30 se ilustra la dependencia de T_a respecto al grado de calentamiento de la carga ΔT. Del gráfico se deduce que la temperatura T_a crece al aumentar γ_r y ΔT, como resultado de lo cual disminuye la densidad de la carga fresca admitida.

§ 3. Coeficiente de llenado

El grado de perfección del proceso de admisión se acostumbra evaluar por el *coeficiente de llenado* o *rendimiento volumétrico* η_v que es la razón entre la cantidad de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real, es decir, al instante en que

se cierran los órganos del intercambio de gases, y aquella cantidad de carga fresca que podría llenar la cilindrada (volumen de trabajo del cilindro) en las condiciones de admisión. Las condiciones de admisión para los motores de cuatro tiempos sin sobrealimentación son la presión $p_k = p_0$ y la temperatura $T_k = T_0$ del medio ambiente, para los motores sobrealimentados de dos y cuatro tiempos, la presión p_k y la temperatura T_k después del compresor (véanse las figs. 26—28).

Los cálculos muestran que para los motores con formación externa de la mezcla, que funcionan con combustible líquido, la diferencia entre los coeficientes de llenado, calculados considerando la condición de que la carga fresca puede ser el aire o la mezcla aire-combustible, es insignificante. Por eso en lo sucesivo, para estos motores así como para los de tipo Diesel, vamos a determinar la η_v por la cantidad de aire admitida al cilindro. Según la definición

$$\eta_v = \frac{G_{f.c}}{V_h \rho_k} = \frac{V_k}{V_h}, \qquad (143)$$

donde $G_{f.c}$ es la cantidad másica real de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión, en kg; V_k, el volumen ocupado por la carga fresca y reducido a las condiciones de admisión (p_k y T_k), en m³.

En los motores de cuatro tiempos con barrido del cilindro en el período de traslapo de las válvulas y en los motores de dos tiempos parte de la carga fresca suministrada se pierde en el barrido y no participa en los procesos de compresión y combustión. La cantidad de carga gastada para el barrido se evalúa por el coeficiente de barrido

$$\eta_b = \frac{G_{1c1}}{G_{f.c}}, \qquad (144)$$

donde G_{1c1} es la cantidad total de carga fresca admitida al cilindro en un ciclo, en kg.

Para los motores de cuatro tiempos con traslapo de válvulas, que no sobrepasa los 40—50°, puede considerarse $\eta_b = 1$.

Deducción de la ecuación del coeficiente de llenado. La ecuación del coeficiente de llenado en función de los principales factores que influyen sobre él puede deducirse a partir de lo siguiente. Cuando el pistón se encuentra en el punto a (véase la fig. 27) en el cilindro del motor existen M_{1a} moles de carga fresca y M_r moles de gases residuales. Según la ecuación característica de los gases, si p se da en Pa; V, en m³ y T, en K,

$$p_a V_a = \underline{8314}\,(M_{1a} + M_r) T_a, \qquad (145)$$

donde 8314 es la constante universal de los gases, en J/(kmol·K).

Para la cantidad total de carga fresca que entra M_1, la ecuación de los gases referida a las condiciones de admisión,

$$p_k V_k = 8314 M_1 T_k, \qquad (146)$$

Empleando las fórmulas (143) y (146) obtendremos

$$p_k \eta_V V_h = 8314 M_1 T_k. \tag{147}$$

La magnitud de M_1 puede ser en el caso general mayor que M_{1a}, ya que desde el punto a hasta el instante en que se cierran los órganos de admisión es posible un llenado adicional, considerado por el coeficiente de recarga:

$$\varphi_1 = \frac{M_1 + M_r}{M_{1a} + M_r}. \tag{148}$$

Entonces

$$M_{1a} + M_r = \frac{1}{\varphi_1}(M_1 + M_r). \tag{149}$$

De las expresiones (145) y (149) tenemos

$$M_1 + M_r = \varphi_1 \frac{p_a V_a}{8314 T_a}. \tag{150}$$

Hallando M_1 de la ecuación (147) y dividiendo la ecuación (150) entre la expresión obtenida, tendremos

$$\frac{M_1 + M_r}{M_1} = \varphi_1 \frac{p_a}{p_k} \frac{V_a}{V_h} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{\eta_V}, \tag{151}$$

pero

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad \frac{M_1 + M_r}{M_1} = 1 + \gamma_r.$$

Por lo tanto,

$$\eta_V = \varphi_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)}. \tag{152}$$

Hallando $T_a (1 + \gamma_r)$ de la ecuación (137) y sustituyendo esta expresión en la fórmula (152), obtendremos

$$\eta_V = \varphi_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \varphi \gamma_r T_r}. \tag{153}$$

Las igualdades (152) y (153) son justas para los motores de dos y cuatro tiempos. Para el caso de los motores de dos tiempos la relación de compresión deberá referirse a la parte útil de la carrera de pistón [véase la ecuación (122)].

Ecuaciones de los coeficientes η_V y γ_r para el motor de cuatro tiempos. Al examinar el escape puede admitirse que el proceso en el motor de cuatro tiempos termina en el P.M.S. Entonces de la ecuación (132), sustituyendo V_c por $V_h/(\varepsilon - 1)$, obtendremos

$$M_r = \frac{p_r V_h}{8314 (\varepsilon - 1) T_r}, \tag{154}$$

teniendo en cuenta que $M_1 = \frac{p_k V_h \eta_V}{8314 T_k}$ y $\gamma_r = M_r / M_1$, podemos escribir

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_V} \frac{p_r}{p_k} \frac{T_k}{T_r}. \tag{155}$$

En caso de que haya traslapo de válvulas, lo que garantiza el barrido del cilindro, el coeficiente γ_r disminuirá.

Para tomar en consideración el soplado adicional del cilindro del motor de cuatro tiempos al efectuar el barrido, especialmente característico para el motor sobrealimentado, en la ecuación (155) se introduce el coeficiente de soplado φ_s.

Considerando este coeficiente

$$\gamma_r = \frac{\varphi_s}{(\varepsilon - 1) \eta_V} \frac{p_r}{p_k} \frac{T_k}{T_r}. \tag{156}$$

Al no haber barrido $\varphi_s = 1$, siendo el soplado perfecto $\varphi_s = 0$. En el denominador de la ecuación (153) en lugar de γ_r pongamos su valor de la ecuación (156). Después de las transformaciones correspondientes obtendremos

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varphi_1 \varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \varphi \varphi_s \frac{p_r}{p_k} \right). \tag{157}$$

Después de sustituir el valor de η_V en la ecuación (156) a partir de la expresión (157) se puede obtener la ecuación para el coeficiente γ_r en el motor de cuatro tiempos en función de la temperatura, presión y coeficientes experimentales:

$$\gamma_r = \frac{\varphi_s (T_k + \Delta T)}{T_r} \frac{p_r}{\varphi_1 \varepsilon p_a - \varphi \varphi_s p_r}. \tag{158}$$

En caso de que el motor de cuatro tiempos no tenga barrido ni recarga, $\varphi = \varphi_1 = \varphi_s = 1$. Por lo tanto,

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) \tag{159}$$

y

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \tag{160}$$

Determinar analíticamente el coeficiente γ_r en el motor de dos tiempos resulta imposible, ya que se desconoce la cantidad de carga fresca que queda en el cilindro después del barrido. El valor de γ_r puede hallarse experimentalmente siguiendo el método propuesto por E. K. Máxing. Si se hace un análisis de las muestras de gases tomadas del cilindro durante los procesos de compresión y expansión, entonces según el contenido de CO_2' en el proceso de compresión y de CO_2'' en el de expansión, el coeficiente de gases residuales será:

$$\gamma_r = \frac{CO_2'}{CO_2'' - CO_2'}. \tag{161}$$

Ecuación del coeficiente η_V en los motores de cuatro tiempos rápidos. Las expresiones para determinar el coeficiente de llenado citadas anteriormente han sido deducidas sobre la base del balance de energía interna, que define el desarrollo del proceso dentro del cilindro. Cuando la admisión se efectúa a bajas velocidades, cosa típica para los motores lentos, y las velocidades de la carga dentro del sistema de admisión son bajas, entonces el trabajo gastado en

introducir la carga fresca ($-L_{ad}$) puede ser igualada al trabajo positivo que ésta realiza dentro del cilindro ($+L_{II}$) y por eso estos dos componentes pueden ser excluidos del balance de energía. Para los motores rápidos con formación externa de la mezcla, especialmente cuando trabajan en régimen de cargas parciales, podrá hacerse un cálculo más preciso si se tienen en cuenta todas las partes integrantes del balance de energía.

El balance completo de energía en la carrera de llenado de forma general se presenta como

$$U_r + U_k + L_{ad} + Q_p = U_a + L_{II} + \frac{w_0^2}{2} G_{tot}$$

donde U_r es la energía interna de los gases residuales, en J, $U_r = c_v' G_r T_r$; U_k, la energía interna de la carga fresca, en J; $U_k = c_v G_{tot} T_k$; L_{ad} el trabajo gastado para introducir la carga fresca en el proceso de llenado (trabajo de suministro), en J, $L_{ad} = p_k V_a \gamma_v$; Q_p, el calor transmitido a la carga fresca desde las paredes, en J; $Q_p = c_v G_{tot} \Delta T$; L_{II}, el trabajo efectuado por el fluido operante durante la carrera de llenado, en J;

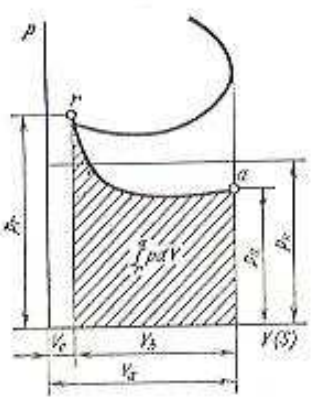


Fig. 31. Diagrama indicado del proceso de intercambio de gases en un motor rápido de cuatro tiempos

$L_{II} = \int_r^a p\,dV$; U_a, la energía interna de la mezcla de trabajo al final de la admisión (en el punto a de la fig. 31), en J, $U_a = c_v' (G_{tot} + G_r) T_a$; $\frac{w_0^2}{2} G_{tot}$ la energía cinética de la mezcla de trabajo dentro del cilindro al final de la admisión, en J.

Asumiendo que $w_c = 0$ y expresando el trabajo de llenado a través de $\mu_b p_a V_h$ (donde μ_b es el coeficiente del trabajo de llenado, $\mu_b = \frac{\int_r^a p\,dV}{p_a V_h}$), después de sustituir en la expresión inicial algunas magnitudes y de efectuar las transformaciones correspondientes se obtiene una ecuación que nos permite determinar el coeficiente de llenado:

$$\eta_V = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{\varphi_1}{k(\varepsilon - 1)} \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon - \frac{p_r}{p_a} + (k-1)\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \mu_b \right].$$

Según datos obtenidos en la elaboración de los diagramas indicados $\mu_b = 0{,}82 \ldots 0{,}90$.

§ 4. Diversos factores que influyen sobre el coeficiente de llenado

Analizando las expresiones (152), (153), (157) y (159) se deduce que sobre el valor del coeficiente de llenado influyen la presión p_a y la temperatura T_a al final de la admisión, el calentamiento de la carga ΔT, el coeficiente de gases residuales γ_r, la temperatura T_r y la presión p_r, la relación de compresión ε, los coeficientes de

recarga y de barrido. A su vez, dichas magnitudes dependen de una serie de factores y, además, están correlacionadas entre sí. Por eso, junto con el análisis del efecto que ocasionan separadamente algunos factores sobre el coeficiente η_V es conveniente estudiar la influencia que ejerce sobre el mismo el conjunto de factores en función del régimen de funcionamiento del motor.

Relación de compresión. Si los demás parámetros se mantienen constantes, entonces para mayores valores de ε, el coeficiente η_V aumentará. En la realidad, al crecer ε varían también otros parámetros (disminuye el coeficiente y la temperatura de los gases residuales, aumenta el calentamiento de la carga y otros). Además, influye sobre η_V la calidad del barrido de la cámara de combustión. Se puede mostrar analíticamente que siendo el barrido completo de la cámara con el aumento de ε el coeficiente η_V disminuye. Sin embargo, al elevar ε, η_V puede tanto aumentar como disminuir, en función del factor que ejerza mayor influencia. Investigaciones experimentales muestran que la relación de compresión no influye prácticamente sobre η_V.

Presión al final de la admisión. La presión p_a es la que ejerce la mayor influencia sobre η_V. De las expresiones (127) y (131) se concluye que la disminución de la presión Δp_a depende de las resistencias en el sistema de admisión y varía proporcionalmente al cuadrado de la velocidad media de la carga w_{ad} en la sección mínima de la tubería de admisión. Sobre la magnitud Δp_a influyen también el diseño del colector de admisión (disposición de las válvulas, existencia de codos, resistencias locales, etc.), el acabado de las superficies internas de las paredes del sistema de admisión, la posición de la mariposa de gases (para los motores con formación externa de la mezcla) y el régimen de velocidad.

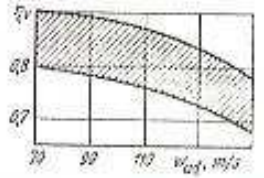


Fig. 32. Variación del coeficiente η_V en función de la velocidad máxima w_{ad} de la carga

En la fig. 32 se ilustra la relación entre η_V y w_{ad} en la sección de las válvulas de admisión para la posición de máxima apertura al funcionar un motor de cuatro tiempos de automóvil en el régimen nominal. Al aumentar la velocidad w_{ad}, el coeficiente η_V disminuye, lo cual debe tenerse en cuenta al diseñar el sistema de admisión cuando se requiere aumentar la velocidad de la carga. En la zona rayada más cerca del límite superior se encuentran los valores de η_V típicos para los motores Diesel, mientras que los cercanos al límite inferior corresponden a los motores de carburador.

Presión y temperatura en la entrada. La presión de la carga en la entrada ejerce cierta influencia sobre la magnitud de η_V. Al aumentar p_k, sin variar la presión de escape, la relación p_a/p_k crece, lo que conduce al incremento de η_V. En la zona de valores de p_k emplea-

dos en los motores de cuatro tiempos para automóviles y tractores (0,1—0,18 MPa), este incremento varía entre 1,5—3%.

Un poco más la presión p_k influye sobre el coeficiente de llenado en los motores de dos tiempos. Para el motor con barrido por válvulas y lumbreras, a $n = 1600$ rpm, al aumentar p_k desde 0,13 hasta 0,19 MPa la relación p_a/p_k crece desde 0,88 hasta 0,93. El aumento de η_V cuando crece p_k es una consecuencia de la disminución relativa de las pérdias hidráulicas, así como también de cierta disminución del calentamiento ΔT, debido al enfriamiento más intenso de las superficies que intercambian calor durante el barrido del cilindro.

Con el aumento de la temperatura T_k, por efecto de la menor diferencia entre las temperaturas de las paredes y del aire, la intensidad del intercambio de calor y la magnitud ΔT disminuyen, mientras que η_V crece. En los motores de carburador, siendo la temperatura T_k elevada, mayor cantidad de calor, introducida con el aire, se gasta también en el calentamiento y vaporización del combustible, así como para recalentar sus vapores.

Según datos experimentales, si se conoce el coeficiente de llenado η_{V_1} a la temperatura T_{k_1}, en caso de que ésta varíe hasta T_{k_2} el coeficiente η_{V_2} puede determinarse conforme a la fórmula

$$\frac{\eta_{V_1}}{\eta_{V_2}} = \sqrt{\frac{T_{k_2}}{T_{k_1}}},$$

Es necesario tener en cuenta que el aumento de η_V al elevar la temperatura T_k no conduce al crecimiento de la carga másica G_{tot}, puesto que la densidad de la carga simultáneamente disminuye.

Presión de los gases residuales. La presión p_r también influye sobre η_V. El aumento de la presión p_r, manteniendo constante la temperatura T_r, corresponde a la presencia de mayor cantidad de gases residuales en el cilindro. En este caso gran parte de la carrera del pistón desde el P.M.S. se gasta para la expansión de los gases residuales y la admisión comienza más tarde, como consecuencia de lo cual el coeficiente η_V disminuye.

La presión p_r ejerce 6 veces menos influencia sobre η_V que la presión al final de la admisión p_a, lo que se concluye de las fórmulas (157) y (159). La presión p_r depende de las condiciones de organización del escape y de la resistencia del conducto de escape. Lo mismo que en el sistema de admisión, la resistencia del sistema de escape es proporcional al cuadrado de la velocidad de salida del gas en la sección mínima de paso y, por lo tanto, es proporcional al cuadrado de la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor. Tomando en consideración la menor influencia de p_r sobre η_V, en algunas estructuras de motores disminuyen las secciones de paso de las válvulas de escape en cierta medida aumentando respectivamente las secciones de paso de las válvulas de admisión, obteniendo de esta manera el incremento de η_V.

Temperatura de los gases residuales. De la ecuación (153) se deduce que el producto $\varphi\gamma_r T_r$ influye sobre el rendimiento volumétrico. Si adoptamos que los calores específicos de los gases residuales y del aire son iguales ($\varphi = 1$), puede considerarse que T_r no influye sobre η_V, ya que la mezcla suministrada al calentarse se expande tanto como se comprimen los gases residuales al ceder el calor a la mezcla admitida o al aire.

Barrido. El coeficiente η_V puede elevarse mediante el barrido de la cámara de combustión. En los motores de dos tiempos el barrido es una parte obligatoria del proceso de intercambio de gases. La calidad del soplado de los gases quemados en el motor de dos tiempos, debido al corto tiempo concedido a este proceso, en gran medida depende de la correcta organización del barrido. En los motores de dos tiempos con barrido uniflujo se consigue la mejor calidad de soplado del cilindro y por eso en ellos γ_r se aproxima a los valores logrados en los motores de cuatro tiempos. El barrido en los motores de cuatro tiempos se realiza en el período de traslapo de válvulas, cerca del P.M.S. En los motores que funcionan con sobrealimentación, donde $p_k > p_r$, siempre se efectúa el barrido. Siendo perfecto el barrido de la cámara, si $\gamma_r = 0$, el aumento relativo del rendimiento volumétrico es

$$\overline{\eta_V} = \langle\eta_V\rangle_{\gamma_r} = 0/\eta_V = 1 + 1/[(\varepsilon - 1)\eta_V].$$

Calentamiento de la carga. La influencia del calentamiento de la carga sobre η_V se ha expresado en la ecuación (153) y en otras a través de la magnitud ΔT.

En la fig. 33 viene representada la dependencia entre η_V y ΔT para un motor de carburador de cuatro tiempos y para un Diesel en caso de $T_0 = 288$ K y $p_0 = 0{,}1$ MPa. De la figura se infiere que el calentamiento de la carga notoriamente influye sobre η_V.

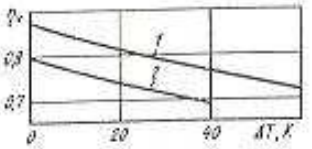


Fig. 33. Variación del coeficiente η_V en función de la temperatura ΔT:
1 — motor Diesel ($\varepsilon = 17$, $p_r = 0{,}12$ MPa, $p_a = 0{,}088$ MPa); 2 — motor de carburador ($\varepsilon = 7$, $p_{r_0} = 0{,}125$ MPa, $p_a = 0{,}085$ MPa)

En los motores con formación externa de la mezcla parte del calor introducido con el aire se gasta en calentar y evaporar la gasolina. Sin embargo, en la mayoría de los casos la cantidad de calor del aire, empleado para los fines indicados, no puede garantizar la completa vaporización del combustible que se encuentra en el colector de admisión. Si la temperatura del medio ambiente es baja, puede formarse hielo en el colector. Por eso, para este tipo de formación de la mezcla, ésta se calienta adicionalmente (con gas o con más frecuencia empleando el agua del sistema de enfriamiento) en los conductos de admisión. Hay que tener en cuenta que el calentamiento excesivo del sistema de admisión, en caso del cual a la mezcla aire-

combustible se le suministra más calor del necesario para la vaporización del combustible, conduce a un incremento injustificado de la magnitud de ΔT y a la correspondiente disminución del coeficiente η_v y de la carga másica.

En el motor Diesel el combustible se introduce y evapora al final de la compresión, por eso calentar la carga de aire durante la admisión no es conveniente, ya que aumenta ΔT y respectivamente disminuye η_v. En el motor Diesel siempre hay que tender a disminuir el calentamiento de la carga durante la admisión. La disposición de los canales de admisión y escape en la culata en las zonas diametralmente opuestas, la refrigeración mayor posible de los canales de admisión de los colectores y su aislamiento térmico son los medios que permiten disminuir ΔT. Durante el arranque del motor Diesel, a bajas temperaturas del medio ambiente, en algunos casos el aire en la entrada del sistema de admisión especialmente se calienta. Con esto se eleva la temperatura de la carga al final del proceso de compresión, obteniendo la necesaria para la inflamación del combustible.

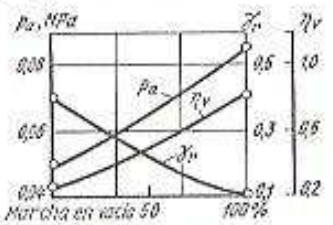


Fig. 34. Variación de la presión p_a, los coeficientes γ_r y η_v en función de la carga del motor de carburador

Llenado del motor a n = const variando la carga. Al disminuir la carga del motor de carburador y cerrar respectivamente la mariposa de gases, las pérdidas hidráulicas se incrementan, lo que conduce a la variación del carácter con que transcurre el proceso de intercambio gaseoso (véase la fig. 27). La relación existente entre la presión p_a y la posición de la mariposa de gases se muestra en la fig. 34. Al cerrar demasiado la mariposa de gases, el coeficiente de gases residuales γ_r crece. Debido a la menor temperatura de la superficie, a causa de disminuir la carga, el calentamiento de la carga decrece un poco. Sin embargo, la variación de ΔT es en este caso insignificante. Como resultado de la acción conjunta de estos factores, al reducir la carga el coeficiente η_v también disminuye.

Los motores Diesel de cuatro tiempos no tienen en su sistema de admisión dispositivo alguno para cambiar la cantidad de aire que se suministra al cilindro. Como consecuencia de esto, cuando n = = const y varía la carga, las resistencias hidráulicas en el sistema de admisión no varían. Al aumentar la carga, lo que está relacionado con el suministro de mayor cantidad de combustible, la temperatura de la superficie que transmite el calor se eleva, la adición de calor a la carga fresca y respectivamente ΔT aumentan y, a pesar de que las pérdidas hidráulicas no varían, la presión p_a crece un tanto. Como resultado del calentamiento, con el incremento de la carga la

cantidad admitida de aire disminuye. El coeficiente γ_r casi no varía al modificar la carga. La influencia conjunta de todos los factores conduce a que en el motor Diesel de cuatro tiempos el coeficiente de llenado disminuya al aumentar la carga. En la fig. 35 se muestra la variación de η_v en función de la carga de un motor Diesel para tractor (curva *1*). Recurriendo a la exclusión del calentamiento de la carga, a la completa expulsión de los gases residuales de los cilindros y a la eliminación de las resistencias en el sistema de admisión fue determinada la disminución del llenado $\Delta\eta_v$ con respecto al calentamiento de la carga (curva *2*), a las resistencias (curva *3*) y a la existencia de gases residuales (curva *4*). Al aumentar la carga η_v disminuye solamente debido al calentamiento de la carga aproximadamente en 4,5%.

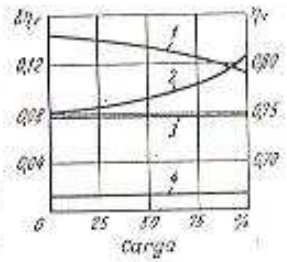


Fig. 35. Variación del rendimiento volumétrico η_v y de las pérdidas $\Delta\eta_v$ en función de la carga del motor Diesel (n = 1400 rpm)

Influencia de la variación de n sobre el llenado de los motores de cuatro tiempos. Cuando el motor funciona cambiando la frecuencia de rotación y a máxima carga (según la característica externa de velocidad) sobre la calidad del llenado influyen la resistencia en el sistema de admisión, el calentamiento de la carga y la presencia de gases residuales. Al mismo tiempo, ejercen gran influencia las fases de distribución de los gases y los fenómenos ondulatorios que aparecen en los sistemas de admisión y escape.

En la fig. 36 se muestra la variación de ciertos factores que influyen sobre η_v en función del régimen de velocidad del motor. Cuando la frecuencia de rotación aumenta la resistencia del sistema crece proporcionalmente al cuadrado de la misma, como resultado de esto Δp también crece, en tanto que la presión p_a disminuye. A pesar de que la temperatura media de la superficie transmisora de calor se eleva, la temperatura de calentamiento de la carga ΔT disminuye, debido a que el tiempo de intercambio de gases decrece. El coeficiente de gases residuales γ_r aumenta un poco. Como consecuencia de esto al incrementar la frecuencia de rotación, si no se toma en consideración la influencia de las fases de distribución de los gases y las fugas de los gases a través de los anillos y si suponemos que $\varphi_3 = \varphi_2 = 1$, el coeficiente η_v debe disminuir.

Mediante la apropiada elección de las fases de admisión y escape se logra obtener las relaciones, correspondientes a las condiciones de explotación, entre la cantidad de carga suministrada G_c y el rendimiento volumétrico η_v en función de n (véase la fig. 36). Al aumentar la frecuencia de rotación, η_v al principio crece y luego, después de alcanzar su máximo valor, decrece. Anteriormente se había mostrado que para garantizar un mejor barrido, el llenado del cilindro y la

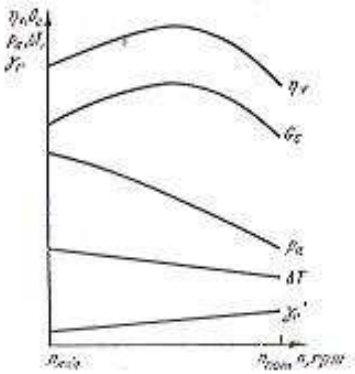


Fig. 36. Variación de algunos factores que caracterizan el proceso de llenado en función de la frecuencia de rotación n, siendo óptimas las fases de distribución de los gases

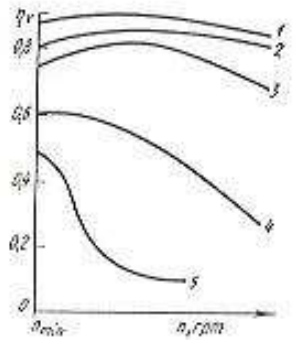


Fig. 37. Influencia del régimen de velocidad del motor sobre el coeficiente η_V para diferentes cargas

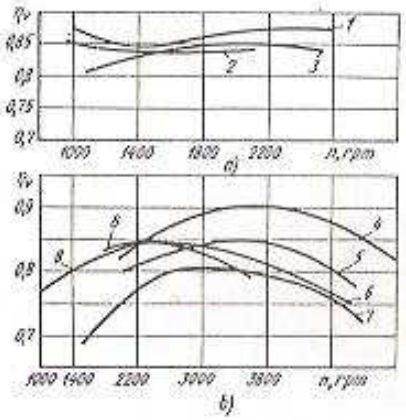


Fig. 38. Variación del coeficiente η_V cuando el motor funciona siguiendo la característica externa de velocidad:

a — de los motores Diesel; b — de los motores de carburador; 1 — motor Diesel rápido para S/D = 1; 2 — YaMZ-238; 3 — Daimler-Benz OM-403; 4 — AZLK-412; 5 — AZLK-408; 6 — GAZ-24; 7 — MeMZ-965A; 8 — GAZ-51

recarga del motor de cuatro tiempos es útil ampliar las fases de admisión y escape. Las fases se eligen experimentalmente tendiendo a lograr el mayor coeficiente η_V en aquellos regímenes de velocidad, en los cuales se requiere obtener el máximo par motor[1]).

Al disminuir la frecuencia de rotación, en comparación con su valor para el cual η_V es el máximo, este coeficiente disminuye debido a que las fases elegidas no corresponden al régimen dado de velocidad, así como a causa del escape de parte de la carga al final de la admisión (cuando el pistón se mueve desde el P.M.T. hacia el P.M.S.) retornando al sistema de admisión. Al aumentar la frecuencia de rotación, en comparación con el valor correspondiente al máximo η_V, el coeficiente η_V disminuye como resultado del incremento de la resistencia en la admisión y de la influencia de otros factores anteriormente mencionados.

10. Fases de distribución de los gases en los motores de automóviles

Motores	n_{nom}, rpm	Válvula de admisión 1)		Válvula de escape		Ap de la válvula 2), en grad		Traslapo de válvulas, en grad
		Inicio de la apertura antes del P.M.S.	Cierre completo después del P. M. I.	Inicio de la apertura antes del P. M. I.	Cierre completo después del P. M. S.	de admisión	de escape	
Motores de carburador								
ZIL-120	2800	20°	60°	67°	23°	262	269	43
ZIL-164	2800	12°30'	59°30'	65°30'	27°30'	252	252	40
ZIL-130	3200	31°	85°	67°	47°	296	294	78
ZIL-375	3200	16°	71°	52°	35°	267	267	51
GAZ-51	2800	9°	51°	47°	13°	240	240	22
GAZ-21	4000	24°	64°	58°	30°	268	268	54
AZLK-408	4500	21°	55°	57°	19°	256	256	40
AZLK-412	5800	27°	65°	75°	18°	272	273	45
MeMZ-966	4600	20°	48°	46°	16°	236	236	29
Motores Diesel								
YaMZ-236	2150	20°	46°	66°	26°	246	206	46
YaMZ-238	2100	20°	46°	66°	20°	246	206	40
YaAZ-204	2000	26° 3)	46°	85°	51° 4)	92	130	—
YaAZ-206	2000	46° 3)	46°	85°	51° 4)	92	130	—

1) Para los motores Diesel YaAZ-204 y YaAZ-206 las lumbreras de barrido.
2) Ap es la duración de la apertura, en grados.
3) Antes del P. M. I.
4) Después del P. M. I.

[1]) La frecuencia de rotación, para la cual mediante las fases de distribución de los gases se alcanza el máximo valor de η_V, se establece en función del campo de aplicación que tenga el motor (para camiones o para coches de turismo).

En la fig. 37 se muestran las curvas $\eta_V = f(n)$ para los motores Diesel y de carburador. La curva *3* representa la variación de η_V en el motor de carburador cuando la mariposa de gases está totalmente abierta. Al disminuir la carga van cerrando la mariposa, por lo tanto las resistencias en el sistema de admisión se incrementan y con el aumento de n el coeficiente η_V disminuye más bruscamente (curva *4*). A medida que se va cerrando la mariposa de gases va creciendo la depresión en el espacio situado detrás de ella. Desde el instante en que la relación p_s/p_k es igual a la crítica la función $\eta_V = f(n)$ se convierte en hiperbólica (curva *5*).

El coeficiente η_V en el motor Diesel a plena carga es un poco mayor (curva *2*) que en el motor carburador (curva *3*); además, la curva *2* tiene pendiente más suave que la curva *3*, lo que se explica por ser menores las pérdidas hidrodinámicas en la admisión del motor Diesel. Cuando el motor funciona en vacío, η_V en el motor Diesel es mayor (curva *1*) debido a un menor calentamiento de la carga (véase la fig. 35).

En cierta gama de frecuencias de rotación el coeficiente η_V puede elevarse mediante una efectiva utilización de los fenómenos ondulatorios en los conductos de escape y admisión (sobrealimentación inercial)[1].

En la fig. 38 se ilustra la variación del coeficiente η_V para algunos motores de carburador y Diesel al funcionar éstos según la característica externa de velocidad. Al funcionar en los regímenes nominales el coeficiente η_V varía entre los límites de 0,75—0,85 en los motores de carburador y de 0,8—0,9 en los motores Diesel.

En la tabla 10 se muestran las fases de distribución de los gases de algunos motores de automóviles.

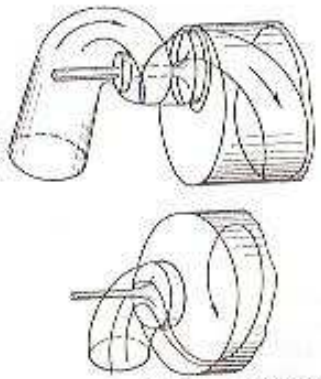


Fig. 39. Dirección del movimiento de la carga en el cilindro de un motor Diesel durante el proceso de admisión

§ 5. Organización del movimiento de la carga fresca

Para obtener elevada calidad de la mezcla y alta velocidad de combustión, la carga deberá desplazarse con la velocidad necesaria al comienzo de la inflamación del carburante y en la ulterior combustión en la cámara. Para dicho fin en el período de admisión se crea un movimiento dirigido de la carga. Las investigaciones

[1] Existen métodos de cálculo analítico de η_V en los que se tienen en cuenta los fenómenos ondulatorios en el sistema de admisión.

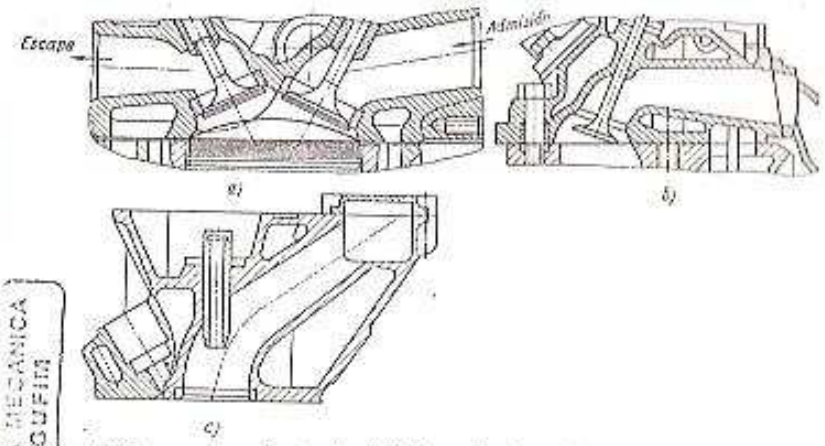


Fig. 40. Formas de conductos de admisión en la culata de los motores de encendido por chispa con diferentes cámaras de combustión:
a — hemisférica; b — triangular; c — en el pistón

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE MAGUFIM

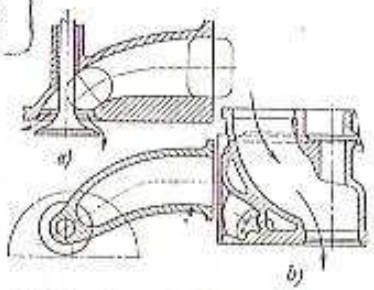


Fig. 41. Formas de los conductos de admisión en la culata de motores Diesel rápidos con cámaras de combustión:
a — en el pistón; b — de turbulencia

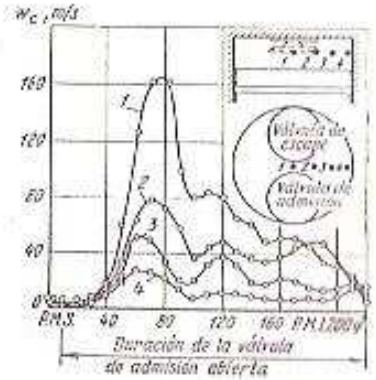


Fig. 42. Variación de la velocidad w_c durante el proceso de admisión en función del ángulo φ para un motor de encendido por chispa ($n = 900$ rpm):
1 — *4* zonas dentro del cilindro en las que se efectuaron las mediciones y las curvas que les corresponden

muestran que una vez que la mezcla ingresa al cilindro su velocidad de movimiento bruscamente disminuye. El movimiento dirigido de la mezcla organizado durante el proceso de admisión se conserva también en el proceso de compresión, cuando su velocidad crece como resultado del empleo de medidas constructivas adicionales (expulsores, cámaras en el pistón, cámaras separadas).

En los motores de cuatro tiempos modernos el conducto de admisión tiene la configuración correspondiente, condicionando el movimiento dirigido de la carga (fig. 39). En las figs. 40 y 41 se

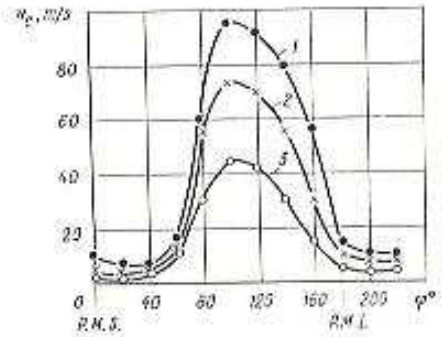


Fig. 43. Variación de la velocidad w_c, en el proceso de admisión, dentro del cilindro de un motor Diesel con cámara en el pistón, en función del ángulo φ: 1 — n = 2100 rpm; 2 — n = 1700 rpm; 3 — n = 900 rpm

muestran algunas formas de conductos de admisión en los motores de cuatro tiempos de carburador y Diesel. En los motores de dos tiempos el movimiento dirigido de la mezcla en el cilindro se asegura por la forma y dirección que tienen las lumbreras de barrido.

Con ayuda de equipos sin inercia, por ejemplo empleando un electrotermoanemómetro, se puede medir la velocidad de los gases en la cámara de combustión en función del ángulo φ, colocando correspondientemente en ella el sensor del instrumento. En la fig. 42 se representan los resultados de las mediciones de velocidad w_c del movimiento de la mezcla durante el proceso de admisión dentro del cilindro de un motor de encendido por chispa. La mayor velocidad corresponde al ángulo $\varphi = 70°$ después del P.M.S. Al final del proceso de admisión la velocidad disminuye, pero no tiene lugar la atenuación completa del movimiento de la carga.

En la *fig.* 43 se ilustran los resultados obtenidos al medir la velocidad del aire en el proceso de admisión dentro del cilindro del motor Diesel YaMZ. Las mediciones se efectuaron a diferentes frecuencias de rotación. La mayor velocidad se registró a $\varphi = 100°$ después del P.M.S. En la culata del motor Diesel está situado un conducto tangencial de entrada, que asegura al final del proceso de admisión la formación del movimiento de la carga dirigido tangencialmente, que se somete a la ley de rotación de los sólidos. En el instante en que se cierra la válvula de admisión, en función de la frecuencia de rotación, $w_c = 4 \ldots 10$ m/s.

CAPÍTULO V

Proceso de compresión

§ 1. Generalidades

En el proceso de compresión se elevan la temperatura y la presión de la mezcla. Los valores de estos parámetros al finalizar el proceso dependen fundamentalmente de los parámetros termodinámicos del ambiente al comenzar la compresión, de la relación de compresión ε y del carácter que tenga el intercambio de calor. A relaciones de compresión y parámetros termodinámicos más elevados al final del proceso de compresión corresponden mayores relaciones de expansión y mejor aprovechamiento del calor.

La compresión de la mezcla de trabajo crea condiciones favorables para realizar el proceso de combustión a causa de la elevación de su temperatura y presión, así como debido a la concentración de la mezcla en un pequeño y compacto volumen para el instante en que ésta se enciende. En función del tipo de formación de la mezcla y del modo de encendido los requerimientos que se presentan a la relación de compresión y a los valores de los parámetros finales son distintos.

En los motores de encendido por chispa, que emplean combustible líquido, durante la compresión continúa la vaporización del combustible y la mezcla de sus vapores con el aire. Los límites de los valores de la temperatura y la presión al final de la compresión quedan definidos por las condiciones de aparición de la detonación. Si en la cámara de combustión existen piezas excesivamente recalentadas o depósitos de carbonilla, puede surgir el preencendido o encendido prematuro de la mezcla.

En los motores Diesel el proceso de formación de la mezcla tiene lugar dentro de la cámara de combustión, cuando el pistón se encuentra en las proximidades del P.M.S., y la mayor parte ocurre simultáneamente con la oxidación del combustible. Los requerimientos hacia el proceso de compresión en este caso están condicionados a la necesidad de obtener para el instante de la inyección del combustible una temperatura suficientemente alta que asegure la inflamación de parte del combustible evaporado sin hacer falta la fuente de encendido. Esta condición deberá cumplirse en todos los regímenes posibles de explotación, incluso en el caso de emplear combustibles con diferente estructura fraccionada (motores Diesel de múltiples combustibles).

En el período inicial del proceso de compresión la temperatura de la mezcla (del aire) es inferior a la temperatura de las superficies que limitan el volumen del cilindro interior, por eso la temperatura de la carga se eleva tanto debido a la compresión como al suministro de calor desde las paredes.

En cierto instante las temperaturas medias de la carga y de las paredes se igualan y durante la posterior carrera del pistón, incluso hasta el final del proceso de compresión, el calor se transmite desde la carga hacia las paredes.

El carácter aproximado del desarrollo del proceso de compresión se muestra en la fig. 44, *a* y *b*. En el instante en que se cierran los órganos de admisión la presión y temperatura de la carga son iguales a $p_{a'}$ y $T_{a'}$. Si la compresión fuera adiabática ($k = 1{,}41 = \text{const}$) la presión y la temperatura al final de la compresión serían p_{ca} y T_{ca}. El valor medio de la temperatura que tienen las superficies transmisoras de calor $T_{m.p}$ se muestra en el gráfico por la línea de trazos.

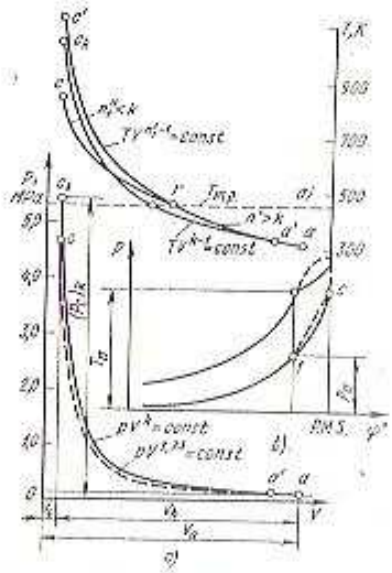


Fig. 44. Característica del proceso de compresión (cuando $T_a = 320$ K, $p_a = 0{,}1$ MPa; $n_1' = 1{,}5$; $n_1'' = 1{,}28$; $n_1 = 1{,}33$; $T_{m.p} = 400$ K)

Debido a la diferencia $T_{m.p} - T$ en el período inicial de la compresión, el proceso transcurre según la politrópica con el exponente variable $n' > k$. Desde el punto r (donde $T = T_{m.p}$) la compresión se efectúa con el exponente variable $n_1'' < k$. En el segundo período sobre el intercambio térmico influyen la diferencia $T - T_{m.p}$ que va incrementándose con la compresión y la disminución simultánea del área de la superficie de transmisión de calor. En consecuencia, la temperatura T_c y la presión p_c al final de la compresión serán diferentes a los valores correspondientes al proceso adiabático.

En la fig. 44, *a* se representa la curva (línea de trazos) de variación de la presión cuya politrópica es $n = 1{,}33$, para la cual la presión y la temperatura al final del proceso son aproximadamente las mismas que para el caso con exponente variable.

Las condiciones analizadas en que transcurre el proceso de compresión son típicas para todos los tipos de motores a pistón. En el motor de encendido por chispa, en la etapa inicial del proceso, parte del calor recibido por la mezcla a partir de las paredes se gasta en la vaporización de la gasolina. El calor específico de la mezcla es mayor que en el motor Diesel, debido a la existencia en ella de vapores de gasolina y a que contiene un poco más cantidad de gases residuales. Por lo tanto, el valor promedio del exponente adiabático para esa mezcla, en el mismo intervalo de temperaturas, resulta menor que en los motores Diesel.

Debido a que la relación de compresión en el motor de encendido por chispa es más baja, la temperatura y la presión al final del proceso de compresión serán menores que en el motor Diesel, lo que influye en el carácter que tendrá el intercambio de calor en la segunda etapa del proceso, cuando $n^{c} < k$.

En el motor Diesel desde el instante en que se inicia la inyección de combustible (punto *1*) como resultado del gasto de calor para evaporarlo en el período de retardo de la inflamación, con la compresión simultánea de la carga, la presión y la temperatura se elevan en menor grado que al comprimirla sin inyección de combustible. En la fig. 44, *c* se muestra el carácter de cómo varían los parámetros al final de la compresión para los casos en que no se inyecte (línea de trazos) y se inyecte (línea llena) combustible y se inicie la combustión en el motor Diesel.

Independientemente del tipo de motor el proceso de combustión, durante el cual comienza una brusca elevación de la temperatura y presión, tiene lugar unos cuantos grados antes del P.M.I. (véase el cap. VI), lo que deberá tenerse en cuenta al construir el diagrama indicado, redondeando correspondientemente este tramo a base de los resultados experimentales obtenidos en motores análogos.

§ 2. Determinación de los parámetros al final de la compresión

Resulta difícil determinar analíticamente los parámetros al final de la compresión puesto que el exponente politrópico varía. Se ha adoptado calcular la temperatura y la presión al final de la compresión a partir del valor medio de la politrópica, considerándolo constante para todo el proceso. Asumiendo que el comienzo de la compresión coincide con el P.M.I., obtenemos

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \tag{162}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \tag{163}$$

En la fig. 45 se representan los valores de p_c y T_c, calculados a base de las fórmulas (162) y (163) para tres valores de n_1 siendo $p_a = 0{,}09$ MPa y $T_a = 323$ K. Como se puede apreciar, al variar el exponente n_1 en los límites indicados, los valores de p_c y T_c cambian

considerablemente. En consecuencia, los valores de n_1 hay que elegirlos basándose en resultados experimentales de motores similares al que se calcula, en lo que se refiere a las dimensiones de los cilindros, rapidez y parámetros estructurales.

Dicho carácter del intercambio térmico y su poca duración conducen a que la magnitud total del mismo en los motores rápidos (especialmente en los de encendido por chispa) sea insignificante, alcanzando aproximadamente 1,0—1,5% del calor introducido con el combustible. Por eso al no tener datos exactos sobre la magnitud de n_1, ésta se puede calcular mediante el exponente adiabático según las fórmulas

$$k_m = 1 + \frac{8314}{\mu c_v \left|\frac{T_c}{T_a}\right.} \tag{164}$$

o bien

$$k_m = 1 + \frac{\log \frac{T_c}{T_a}}{\log \varepsilon}, \tag{165}$$

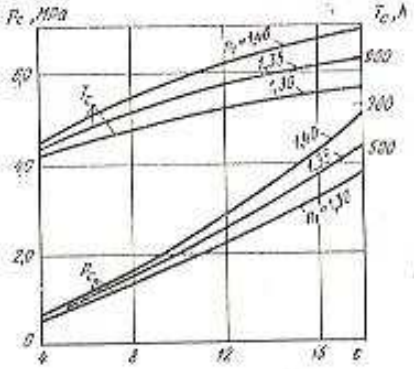


Fig. 45. Curvas de la presión p_c y de la temperatura T_c en función de ε para diversos valores de n_1

donde $\mu c_v \left|\frac{T_c}{T_a}\right.$ es el calor específico molar medio de la mezcla que participa en el proceso de compresión (véase la tabla 6), en kJ/(kmol·°C); T_c, la temperatura al final de la compresión adiabática, en K.

Esto es tolerable, ya que en la mayoría de casos $n_1 = k_m^{+0{,}02}_{-0{,}04}$.

§ 3. Influencia de diferentes factores sobre el proceso de compresión

Las condiciones del intercambio térmico en el proceso de compresión quedan definidas por:

1) la diferencia entre las temperaturas de la mezcla y de las superficies transmisoras de calor;

2) el área relativa de la superficie transmisora de calor, es decir, por la relación entre el área de la superficie de transmisión de calor F_t y el volumen de trabajo del cilindro V_h;

3) la cantidad de mezcla que se encuentra en el cilindro durante el proceso de compresión;

4) el tiempo durante el cual se efectúa el intercambio de calor;

5) el coeficiente de transmisión de calor de los gases a las superficies que depende de la velocidad de la mezcla;

6) la cantidad de gasolina que se evapora durante el proceso de compresión (en los motores a gasolina).

Los parámetros finales del proceso de compresión dependen, además, de los valores iniciales p_a y T_a y de las fugas de la mezcla a través de las partes no herméticas de los anillos del pistón.

Si la temperatura de las superficies transmisoras de calor es baja (por ejemplo, al poner en marcha el motor después de una parada prolongada en un local frío o en la calle durante el invierno) el calor se transmite desde la carga hacia el medio refrigerante de manera muy intensa. Al poner en marcha un motor frío, cuando la frecuencia de rotación del cigüeñal es baja y los anillos no se ajustan tan herméticamente al espejo del cilindro, además, el tiempo durante el cual se produce la compresión es relativamente elevado, aparecen notables fugas de la carga a través de los anillos. En este caso la politrópica media n_1 será baja, lo que conduce a la disminución de p_c y T_c.

Sobre el exponente n_1 influye también el sistema de refrigeración. Siendo el enfriamiento por aire, la temperatura de la superficie transmisora de calor de la camisa y de la culata, durante el funcionamiento del motor, es mayor, por lo tanto, el calor extraído de la carga resulta menor y n_1 tiene valores más elevados. En caso de enfriamiento por agua, la intensidad del intercambio térmico en lo fundamental depende de la temperatura del líquido refrigerante. Cuando el líquido refrigerante y, respectivamente, las superficies transmisoras de calor están a baja temperatura, el calor se extrae de la carga más intensamente y n_1 será más bajo.

La utilización de pistones y culatas de aluminio incrementa la transmisión de calor y n_1 tendrá valores más bajos debido a la mayor conductividad térmica del aluminio comparada con la de fundición. Para disminuir la extracción de calor y obtener valores más elevados de n_1 es imprescindible que la relación F_s/V_h sea la menor posible. Su valor depende del volumen desplazado V_h (siendo elevado V_h la relación $F_s/V_h = \text{const}/D$ disminuye), de la relación S/D, de la forma y tipo de cámara de combustión (la menor superficie relativa de transmisión de calor corresponde a la cámara esférica, la mayor la tiene la cámara separada). Con el aumento de la relación de compresión ε la superfico relativa de transmisión de calor disminuye, mientras que la temperatura de la mezcla comprimida se eleva.

Como resultado de la influencia conjunta de todos los factores sobre el proceso de intercambio de calor el exponente politrópico no depende de ε o insignificatemente se incrementa al elevar dicho parámetro.

Gran influencia sobre el intercambio calorífico ejerce la cantidad de carga introducida al cilindro G_c. Siendo elevada la relación G_c/F_s, las pérdidas de calor relativas disminuyen y el exponente politrópico aumenta. En los motores de encendido por chispa que poseen regulación cuantitativa la menor relación G_c/F_s se observa durante el trabajo en vacío. A medida que crece la carga (a mayor

apertura de la mariposa de gases) la relación G_c/F_s aumenta, por lo tanto, las pérdidas de calor relativas disminuyen y n_1 se incrementa. También contribuye a esto el crecimiento de la temperatura de las superficies de transmisión de calor.

En los motores Diesel, en los cuales se emplea la regulación cualitativa de la mezcla, al aumentar la carga, la relación G_c/F_s disminuye un tanto, debido a cierta disminución de la cantidad de carga aspirada. Simultáneamente al crecer la carga se eleva la temperatura de algunas superficies (no refrigeradas o mal refrigeradas) de transmisión de calor (la cara del pistón, la cabeza de la válvula de escape). Como resultado de esto, el carácter del intercambio calorífico en el motor Diesel al aumentar la carga casi no varía y n_1 prácticamente permanece constante o se eleva insignificantemente.

La sobrealimentación influye considerablemente sobre el intercambio calorífico en el proceso de compresión. Al elevar la presión

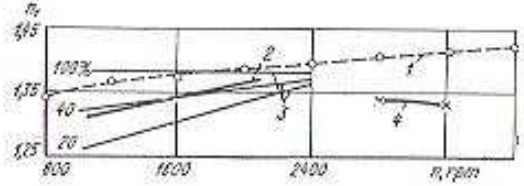


Fig. 46. Variación del exponente politrópico medio de compresión n_1 en función de la frecuencia de rotación:

1 — motor Diesel rápido con cavidad cerrada; 2 — motor Diesel YaMZ-238; 3 — motor de carburador con diferentes aperturas de la mariposa de gases; 4 — ZIL-130

de sobrealimentación p_k, la relación G_c/F_s crece y, por lo tanto, disminuyen las pérdidas térmicas relativas. En consecuencia, con el incremento de la sobrealimentación n_1 crece.

La variación del régimen de velocidad del motor influye en sumo grado sobre el exponente politrópico y sobre los parámetros finales de la compresión. Al elevar la frecuencia de rotación se reduce el tiempo de intercambio de calor de la mezcla con las superficies que transmiten el calor. Simultáneamente la intensidad del intercambio de calor disminuye para $T > T_{m.p}$, ya que las temperaturas de las superficies se elevan. Como resultado de esto, al elevar la frecuencia de rotación el exponente politrópico de compresión, en la mayoría de los casos, se incrementa.

En la fig. 46 vienen expuestas las curvas del exponente politrópico medio de compresión en función de la frecuencia de rotación. La función $n_1 = f(n)$ en el motor de carburador se pone de manifiesto solamente durante su funcionamiento a cargas parciales. Cuando la mariposa de gases está completamente abierta el exponente politrópico n_1 no varía, lo que atestigua el carácter complejo que tiene el intercambio de calor en los motores de este tipo al dis-

minnir n. Los resultados de investigaciones efectuadas en los motores Diesel muestran que n_1 aumenta con el crecimiento de la frecuencia de rotación.

§ 4. Movimiento de la mezcla en el proceso de compresión

Para que el proceso de combustión transcurra con eficacia es indispensable que al final de la compresión en la cámara de combustión haya un movimiento dirigido de la mezcla. La velocidad y dirección del movimiento de la mezcla dependen del sistema de admisión, de la frecuencia de rotación del cigüeñal y del tipo de la cámara de combustión.

En todas las cámaras de combustión el movimiento de la mezcla, organizado durante la admisión, en una u otra medida se conserva también en la compresión. Sin embargo, esto es a veces insuficiente

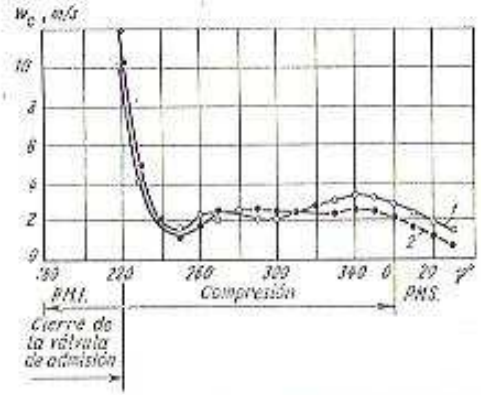


Fig. 47. Variación de la velocidad w_0 de la mezcla durante la compresión en un motor de carburador con cámara de combustión plana:
1 — $\varepsilon = 6$; 2 — $\varepsilon = 12$

para el desarrollo eficaz del proceso de combustión. Una fuente adicional de intensificación del movimiento de la mezcla en las cámaras no separadas y semiseparadas constituye el expulsor. Cerca del P.M.S., cuando la luz entre el expulsor y la superficie de la culata se hace pequeña, la mezcla entra en la cámara de combustión desde el espacio que queda sobre el expulsor a gran velocidad. La velocidad de la carga alcanza su máximo valor aproximadamente a 10° antes del P.M.S. Al ocupar el émbolo la posición del P.M.S. la velocidad tiene un valor finito. En los motores con cámara de combustión separada (véase la fig. 97) la velocidad necesaria del movimiento de la mezcla se alcanza cuando ésta pasa desde la cámara de combustión principal a la auxiliar en el proceso de compresión.

En la fig. 47 se muestr la variación de la velocidad preponderantemente tangencial de la mezcla durante el proceso de compresión en función del ángulo φ, en una cámara de combustión plana de un motor de carburador que no tiene expulsor. Para ε igual a 6 y 12, y $n = 900$ rpm, cerca del P.M.S. la mezcla se mueve con una velocidad cercana a 3 m/s. Los experimentos mostraron la existencia de pulsaciones de la velocidad.

En el motor Diesel con cámara de combustión semiseparada con movimiento organizado de la mezcla en el proceso de admisión la dirección de su movimiento no varía durante la compresión. La velocidad de movimiento se incrementa cuando el pistón se acerca al P.M.S. como resultado del desplazamiento de la mezcla desde la cavidad que se halla sobre el expulsor. Siendo $n = 2100$ rpm la velocidad en el borde de la cámara cerca del P.M.S. es $w_c = 15 \ldots 20$ m/s (fig. 48). Las mediciones efectuadas a diferentes radios de la cámara de combustión han mostrado (fig. 48, *b*) que la velocidad disminuye a medida que se acerca al centro y la componente tangencial es igual a cero, lo que es típico para la rotación de un cuerpo sólido.

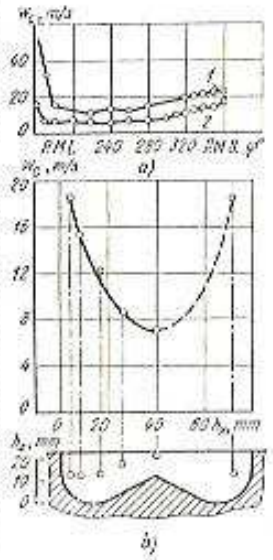


Fig. 48. Variación de la velocidad w_0 durante el proceso de compresión en un motor Diesel de cuatro tiempos con cámara de combustión semiseparada (luz sobre el pistón $h = 4$ mm):
a — en función del ángulo φ; *b* — en función de la sección de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el P.M.S. ($n = 1700$ rpm); 1 — $n = 2100$ rpm; 2 — $n = 900$ rpm

En los motores con cámara de combustión separada la velocidad con que ingresa la carga a la cámara auxiliar es sustancialmente mayor que en los de una sola cavidad o en las cámaras de combustión semiseparadas.

En las cámaras de combustión separadas la compresión va acompañada de pérdidas hidráulicas adicionales. El cálculo del proceso de compresión en los motores con cámaras de combustión separadas se complica por el estrangulamiento de la mezcla durante su desplazamiento y por la existencia de una superficie adicional de transmisión de calor (cámara auxiliar), que posee temperatura más elevada. Los métodos de cálculo del proceso de compresión aplicando ordenadores permiten determinar la presión en ambas cavidades de la cámara y la velocidad con que ingresa la carga a la cámara auxiliar.

En la tabla 11 vienen insertados los parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles y tractores.

11. Parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles y tractores

Parámetros	Motores a gasolina y a gas	Motores Diesel rápidos sin sobrealimentación
Relación de compresión ε	6—9 (hasta 11)	15—22
Exponente politrópica media de compresión n_1	1,30—1,37	1,32—1,40
Presión al final de la compresión p_c, MPa	0,90—1,50	3,50—5,50
Temperatura al final de la compresión T_c, K	550—750	700—930

CAPÍTULO VI

Proceso de combustión

§ 1. Generalidades

La combustión es un proceso físico-químico complejo; su surgimiento, desarrollo y plenitud quedan definidos por las particularidades y las velocidades de las reacciones químicas, por las condiciones de transferencia de calor y masa en la zona de la llama, así como por el traspaso de calor a las paredes. La velocidad de los procesos de oxidación y combustión puede evaluarse a partir de la velocidad con que se consumen las sustancias iniciales (combustible u oxígeno) o bien por la velocidad de elevación de la temperatura o presión, lo que para fines prácticos es más cómodo.

La combustión transcurre en la fase gaseosa. Para que las reacciones de oxidación puedan desarrollarse a velocidades suficientemente elevadas, el combustible líquido deberá convertirse en vapor y mezclarse con el aire. Los procesos de combustión transcurren con mayor rapidez en caso de mezclas homogéneas, cuando las moléculas de combustible están uniformemente distribuidas entre las moléculas de oxígeno. En las mezclas gaseosas no homogéneas la velocidad de combustión se determina fundamentalmente por las velocidades de difusión recíproca de los vapores de combustible y del aire, mientras que la velocidad de las reacciones químicas tiene importancia secundaria. La velocidad con que quema el combustible líquido queda definida por las velocidades de su evaporación y mezclado de los vapores formados con el aire.

Por lo general, las reacciones de oxidación tienen carácter multietápico y se realizan en cadena, donde el papel principal lo juegan los productos intermedios que se forman en el curso de la reacción (partículas con valencias libres no sustituidas —átomos, radicales). La secuencia verdadera de las etapas elementales en las reacciones de oxidación y combustión de combustibles reales y complejos de motores está aún lejos de haberse estudiado con plenitud, sin embargo, para la mayor parte de las reacciones químicas es típica la fuerte dependencia de sus velocidades respecto a la temperatura. Así mismo, aunque en menor grado, la velocidad de las reacciones químicas depende de la concentración de las sustancias reaccionantes por unidad de volumen y, por consiguiente, de la presión de la mezcla gaseo-

sa. La velocidad de una reacción química simple en función de la temperatura y de la presión puede ser expresada de la siguiente manera:

$$w_r = -\frac{dC}{d\tau} = Ap^n e^{-E/RT} \qquad (166)$$

donde $dC/d\tau$ es la velocidad de variación en tiempo de la concentración de cualquiera de las sustancias iniciales; A, un factor constante que depende de las propiedades del combustible y de la composición de la mezcla carburante; E, la energía de activación; n, el orden de reacción; R, la constante universal de los gases; $R = 8{,}314$ kJ/(kmol·K); T, la temperatura, en K.

El factor exponencial $e^{-E/RT}$ expresa la fracción de moléculas con energías de movimiento térmico que sobrepasan cierto valor de la energía de activación E, indispensable para vencer la barrera energética de una reacción elemental (rotura de los enlaces moleculares internos existentes sustituyéndolos por otros nuevos).

12. Variación relativa de la velocidad de reacción en función de la temperatura

Energía de activación kJ/kmol	Temperatura, K				
	300	500	1000	1500	2000
84 000	1	$6 \cdot 10^3$	$1{,}38 \cdot 10^{13}$	$4 \cdot 10^{17}$	$2 \cdot 10^{19}$
168 000	1	$2 \cdot 10^{11}$	10^{29}	$8 \cdot 10^{35}$	$2 \cdot 10^{39}$

Nota. Las velocidades de reacción convencionalmente se han adoptado igual a la unidad para $T = 300$ K.

En caso de reacciones químicas complejas, la energía de activación es una magnitud convencional, determinada por las etapas de transformación más lentas, que son las que limitan la velocidad de reacción en su conjunto. Para la mayoría de las reacciones de oxidación y combustión la energía de activación convencional (efectiva) $E_{ef} = (8{,}4 \ldots 16{,}8) \cdot 10^3$ kJ/kmol. Esto conduce a que las velocidades de reacción sean extremadamente pequeñas a bajas temperaturas, pero con el crecimiento de éstas las velocidades de reacción con rapidez aumentan, además, tanto más aceleradamente, cuanto mayor sea la energía de activación y menor la temperatura (tabla 12).

En los procesos que se efectúan en los motores de combustión interna las velocidades de reacción que se desarrollan en la mezcla carburante, calentada al ser comprimida hasta temperaturas relativamente bajas (menos de 1000 K), son las que determinan las condiciones de la autoinflamación o del surgimiento de la detonación. La velocidad de propagación de la llama depende de las velocidades de las reacciones químicas a elevadas temperaturas (1500 K y más), cercanas a las temperaturas finales de la combustión.

Autoinflamación. La ignición de los combustibles líquidos pulverizados que se inyectan en el aire caliente tiene importancia decisiva para los motores Diesel, pues determina no sólo el comienzo de la combustión, sino que también las particularidades del desarrollo ulterior del proceso de trabajo. La autoinflamación de la parte que todavía no ardía de la mezcla aire-combustible delante del frente de

la llama, que se está propagando desde el salto de la chispa en la bujía, representa la fuente del surgimiento de la detonación y de otras alteraciones del desarrollo normal del proceso de trabajo en los motores de encendido por chispa que funcionan con combustible ligero.

La autoinflamación es el resultado final del desarrollo de toda una serie de reacciones en cadena que tienen lugar delante del frente de la llama y que van acompañadas del desprendimiento de calor y de la formación de productos intermedios debidos a la oxidación incompleta (peróxidos, aldehídos, alcoholes, etc.). Este fenómeno aparece en aquellos casos cuando la velocidad de desprendimiento de calor, como resultado de las reacciones químicas, supera la velocidad del calor que se extrae desde el sistema en reacción. Cuanto mayor sea la velocidad de reacción y su efecto térmico tanto más rápidamente surge la autoinflamación y tanto más corto será el *período de retardo* τ_i, es decir, el intervalo de tiempo desde la culminación del rápido calentamiento de la mezcla carburante homogénea, por ejemplo, al comprimirla adiabáticamente, o desde el comienzo de la inyección del combustible líquido al aire caliente hasta el instante en que aparece la llama. Manteniendo invariables las condiciones de termotransferencia, la duración del retraso de la inflamación es inversamente proporcional a la velocidad de las reacciones que transcurren delante del frente de la llama para los correspondientes valores de T_c y ρ_c. Esto significa que para el caso de reacciones con cinética normal, cuyas velocidades se someten a la función (166), la duración del retraso se determina por la relación

$$\tau_i = Bp^{-m} e^{E/RT}, \qquad (167)$$

donde los valores de la constante B, del exponente m y de la energía de activación E dependen de las propiedades de la mezcla.

Durante la llamada inflamación monotópica en condiciones de $V = \text{const}$, la presión se eleva insignificantemente en el transcurso del período de retraso (fig. 49, *a*). Sin embargo, en muchos casos la autoinflamación de los combustibles de hidrocarburos transcurre en dos etapas, es decir, antes de la propia inflamación (formación de los focos de llama viva) aparece la denominada llama fría. El incremento de la temperatura en la llama fría puede oscilar en los límites desde decenas hasta centenas de grados, a lo que corresponde la primera relativamente pequeña elevación de presión $\Delta p_{11.f}$ (fig. 49, *b*). El período total del retraso τ_Σ está constituido respectivamente de dos períodos: del retraso de la llama fría τ_1 y del retraso τ_2. En este caso la influencia de la temperatura sobre los retrasos τ_1 y τ_2 resulta inversa y el efecto de la presión sobre ellos también es distinto. El retraso de la llama fría τ_1 rápidamente decrece al elevar la temperatura de compresión y casi no depende de la presión. La duración del retraso τ_2, a la inversa, crece al elevar la temperatura y bruscamente disminuye al aumentar la presión.

Como consecuencia de esto, para muchos combustibles, en particular para los parafínicos y nafténicos, en cierta zona suficiente-

mente amplia de temperaturas de compresión (desde 450 hasta 550—600 °C), la función $\tau_i = f(T_c)$ varía muy poco. Para los hidrocarburos no saturados y aromáticos, que en condiciones de los motores tienen inflamación monocetápica, los valores de τ_i disminuyen continuamente a medida que aumentan las temperaturas de compresión. Estas diferencias en la influencia de las temperaturas de compresión sobre los retrasos de la inflamación y por lo tanto también sobre la tendencia de los motores a la detonación, en caso de utilizar gasolinas con diferente composición química, claramente se revelan en

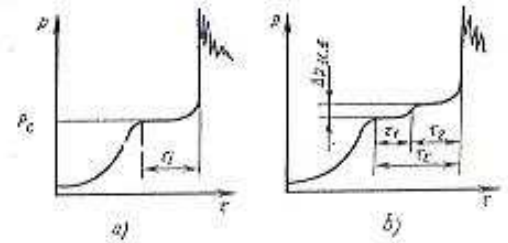


Fig. 48. Variación de la presión durante la autoinflamación de una mezcla homogénea, calentada a cuenta de su compresión:
a — monocetápica; b — bicetápica

forma de una diferencia de los números de octano, evaluados por el método de investigación N.O.M.I. y el método motor N.O.M.M. La sensibilidad de temperaturas S.T.-N.O.M.I.—N.O.M.M. de los hidrocarburos parafínicos y nafténicos no sobrepasa unas cuantas unidades; la de los olefínicos alcanza 14—15; la de los aromáticos es un poco menor, pero también es considerable.

La diferencia fundamental entre el método de investigación y el método motor consiste en que en el primer caso la mezcla no se calienta y solamente la temperatura del aire delante del carburador se mantiene igual a 52 °C, mientras que en el método motor la mezcla se calienta después del carburador hasta 149 °C.

Al contener la mezcla carburante diluyentes inertes (N_2, CO_2, H_2O), la velocidad de reacción disminuye tanto debido a la disminución de la concentración de las moléculas de combustible, como debido a que parte del calor desprendido durante la oxidación se gasta en calentar los diluyentes inertes. Una acción similar ejerce la introducción de exceso de aire en la mezcla carburante, es decir, empobreciéndola ($\alpha > 1$). El enriquecimiento de la mezcla ($\alpha < 1$) influye de manera diferente. Puesto que el número de moléculas de oxígeno por lo general excede en gran medida el número de moléculas de combustible (por ejemplo, para quemar totalmente una molécula de heptano C_7H_{16} se requiere 11 moléculas de O_2 o respectivamente 52,5 moléculas de aire), las etapas iniciales de oxidación se desarrollan más rápidamente en las mezclas ricas, donde la probabilidad de choques entre las moléculas de combustible y oxígeno es mayor.

En vista del complejo carácter que tienen las reacciones en cadena que transcurren delante del frente de la llama, resulta posible influir sobre las velocidades de su desarrollo, introduciendo pequeñas cantidades de diversos aditivos y mezclándolos con el combustible. La adición de peróxidos orgánicos o de compuestos nítricos en los aceites Diesel estimula enérgicamente las etapas iniciales de oxidación, reduciendo, por lo tanto, el retraso de la inflamación en los motores Diesel.

La adición a las gasolinas de contásimas de por ciento de algunos compuestos organometálicos los denominados antidetonantes, como por ejemplo el plomo tetraetilo $Pb(C_2H_5)_4$, por lo contrario, dificulta bruscamente la autoinflamación de la mezcla aire-combustible, como consecuencia de lo cual disminuye su tendencia a la detonación en los motores de encendido por chispa. La causa resulta ser la ruptura de las cadenas reaccionantes en la interacción de los centros activos con los átomos del metal que se originan al desintegrarse el antidetonante, o con sus óxidos.

La ignición de los combustibles líquidos pulverizados, al inyectarlos en el aire caliente, se desarrolla, por lo general, siguiendo las mismas leyes que la inflamación de las mezclas gaseosas homogéneas. Esto se atestigua por el hecho de que los números de cetano (N.C.) y octano (N.O.) de los combustibles de motores (es decir, su inflamabilidad y su poder antidetonante) se encuentran en relación inversa, aproximadamente expresada por la fórmula:

$$N.C. = 60 - N.O./2.$$

El retraso total de la inflamación del combustible líquido consta de la componente física τ_{fis}, correspondiente al tiempo gastado para desintegrar el chorro de combustible en gotas, evaporarlas parcialmente y mezclar los vapores del combustible con el aire y de la componente química $\tau_{quím}$, análoga al retraso de inflamación de la mezcla gaseosa homogénea. Tomando en consideración que los procesos químicos y físicos se desarrollan paralelamente con un pequeño desfase, resulta difícil evaluar la duración de la componente física.

No solamente en los motores Diesel, sino también en los motores que funcionan con combustible ligero, la mezcla nunca es del todo homogénea conforme a la temperatura y a la relación aire-combustible, por lo que las reacciones que tienen lugar delante del frente de la llama se desarrollan siempre de manera distinta en diferentes partes de la mezcla. Esto conduce a que la autoinflamación surja no simultáneamente en toda la masa de la mezcla, sino que al principio aparece en algunos focos, desde los cuales se propaga después a los volúmenes vecinos. En función del grado de uniformidad cinética de la mezcla caliente y de las particularidades del desarrollo en ésta de las reacciones que tienen lugar delante del frente de la llama, la velocidad de propagación de la inflamación, desde los focos primarios que aparecieron, puede oscilar entre los límites desde unas cuantas decenas de metros por segundo (velocidad de propagación de los frentes de llama

turbulenta) hasta velocidades supersónicas, cuando la autoinflamación se propaga conjuntamente con el frente de la onda de choque, es decir, tienen lugar fenómenos similares a la propagación de la onda detonante.

Las ondas de choque surgen en la cámara de combustión como resultado del desarrollo rápido de las etapas finales de las reacciones que transcurren delante del frente de la llama en los focos de autoinflamación. La compresión adicional y el calentamiento del gas, en el frente de las ondas de choque que surgieron, estimula la aparición del autoencendido de aquellas porciones de la mezcla en las cuales las reacciones mencionadas también están cerca de su culminación, es decir, están a su vez lo suficientemente preparadas para la autoinflamación. Dicho proceso de culminación de la combustión, como resultado de la autoinflamación de una parte de la mezcla de trabajo, que va acompañado de la aparición de ondas de choque, que a su vez, estimulan la autoinflamación del resto de la mezcla aún no quemada, es lo que constituye la esencia fundamental de la combustión detonante en los motores.

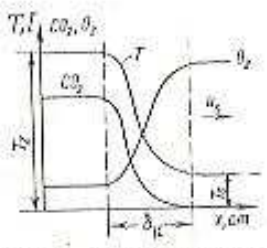


Fig. 50. Variación aproximada de la temperatura y de la concentración de las sustancias iniciales y de los productos de combustión en el frente de una llama laminar

Propagación de la llama. A diferencia de los procesos de autoinflamación, que se caracterizan por la aceleración de las reacciones químicas a causa del incremento de la concentración de los centros activos y de la acumulación de calor en el sistema reaccionante, la llama se propaga debido a la transmisión de calor y a la difusión de los centros activos desde las zonas de combustión hacia la mezcla fresca situada al lado. El frente de la llama que se propaga en una mezcla carburante inmóvil o en movimiento laminar, representa una estrecha zona que separa la mezcla fresca, cuya temperatura es T_0, de los productos de combustión, que tienen la temperatura T_z. En el comienzo de esta zona (fig. 50) la mezcla se calienta parcialmente por conducción, pero en mayor medida como resultado de la difusión de los productos calientes en ella desde la zona de la llama. En vista de que las reacciones químicas pueden alcanzar elevadas velocidades sólo cuando tienen suficientemente altas temperaturas, la zona de las transformaciones químicas en el frente de la llama ocupa solamente una pequeña parte del grosor total δ_{1c}, allí donde las temperaturas son ya cercanas a las finales de la combustión T_z. En esta zona «arde» la mezcla altamente diluida (a cuenta del intercambio difusivo) con los productos de combustión completa o parcial que poseen elevada actividad química, lo que contribuye al rápido desarrollo de las reacciones químicas en cadena en medida no menor que la elevación de la temperatura. Semejante mecanismo catenario-térmico de las

transformaciones químicas es característico para todos los procesos de combustión.

La velocidad con que el frente de combustión laminar (por capas) se desplaza con respecto a la mezcla fresca en dirección perpendicular (normal) a su superficie se denomina *velocidad normal de la llama* u_n, o velocidad de combustión laminar u_1. En vista de que esta velocidad se determina por dos factores: la velocidad de los procesos de intercambio (transmisión de calor y difusión en el frente de llama) y la velocidad de las propias transformaciones químicas —la velocidad normal de la llama en función de los dos factores indicados puede aproximadamente expresarse por la fórmula

$$u_n \sim \sqrt{\chi_z w_z}, \tag{168}$$

donde $\chi = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ es el coeficiente de conducción de la temperatura de la mezcla carburante, que se adopta igual al coeficiente de difusión; w_z, la velocidad de reacción a la temperatura cercana a la máxima temperatura de la llama T_z.

El grosor del frente laminar de la llama δ_1 es fino. Por ejemplo, a la presión atmosférica en una mezcla aire-metano de composición estequiométrica $\delta_1 \approx 1$ mm, además la mayor parte (aproximadamente el 80%) corresponde a la zona de calentamiento y sólo el 20% a la zona de las propias transformaciones químicas. En la mezcla que arde más rápidamente $2H_2 - O_2$, $\delta_1 \approx 0{,}1$ mm. La magnitud δ_1 queda definida por los dos mismos factores que determinan la velocidad de propagación de la llama, aunque la influencia relativa de las velocidades de intercambio de calor y masa y de las velocidades de reacción en este caso resulta opuesta, a saber:

$$\delta_1 = \text{const}\,\frac{\chi}{u_n} \approx \sqrt{\frac{\chi}{w_z}}. \tag{169}$$

Comparando las expresiones (168) y (169), observamos que al aumentar la velocidad de reacción crece u_n y simultáneamente disminuye el grosor del frente de la llama. Al aumentar los coeficientes de conducción de la temperatura o de la difusión también crece u_n, pero el frente de llama se hace más extenso.

En caso de combustibles de hidrocarburos las velocidades máximas de propagación de la llama las tienen las mezclas un tanto enriquecidas ($\alpha = 0{,}85 \ldots 0{,}90$), para las cuales se consiguen las mayores velocidades de reacción y valores más elevados (en 3—3,5%), que siendo $\alpha = 1$ del coeficiente de variación molecular en el proceso de combustión. Al empobrecer o enriquecer aún más la mezcla, las velocidades de propagación de la llama suavemente disminuyen (fig. 51).

Los máximos valores de u_n, a presión atmosférica y $t_0 = 20\ ^\circ\text{C}$, para las mezclas de combustibles de hidrocarburos con el aire, que generalmente son las utilizadas en los motores, oscilan entre límites relativamente pequeños (35—55 cm/s). Las menores velocidades u_n

las tienen los combustibles parafínicos, en particular el metano, las mayores, los hidrocarburos no saturados.

Al empobrecer o enriquecer la mezcla las velocidades normales de la llama no disminuyen sin límite, sino que tienen cierto mínimo ($u_n \geqslant 8 \ldots 12$ cm/s), después del cual la llama se apaga. Esto está relacionado con que a bajas u_n crecen las pérdidas relativas de calor desde la zona de combustión. El límite de enriquecimiento máximo de la mezcla, por encima del cual la propagación de la llama resulta imposible, se denomina *límite de concentración superior* $\alpha_{\text{máx}}$, mientras que el límite de máximo empobrecimiento —*límite de concentración inferior* $\alpha_{\text{mín}}$ de propagación de la llama.

Para la mayoría de los combustibles de motores, a presión atmosférica y $t_0 = 20$ °C, el límite superior de propagación de la llama laminar $\alpha_{\text{mín}} = 0{,}25 \ldots 0{,}35$, el inferior $\alpha_{\text{máx}} = 1{,}65 \ldots 1{,}8$. Prácticamente los límites de variación de la composición de la mezcla,

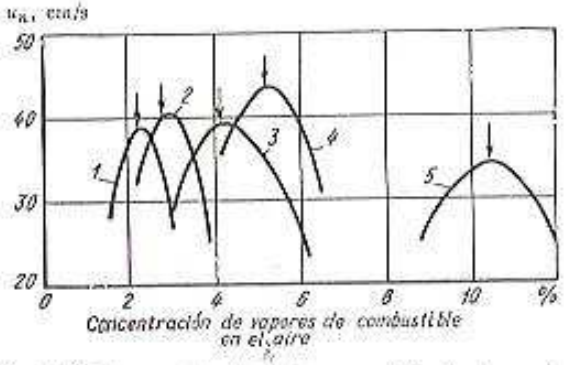


Fig. 51. Variación de u_n en función de la composición de la mezcla para una serie de hidrocarburos individuales siendo $p = 0{,}1$ MPa, $t_0 = 20$ °C:
1 — *N*-hexano; *2* — benceno; *3* — propano; *4* — propeno; *5* — metano; con flechas se indican los valores de $\alpha = 1$

para los cuales la combustión aún continúa manteniéndose lo suficiente estable, son bastante más estrechos. Para los motores a gasolina, por lo general, son de $0{,}6 < \alpha < 1{,}3$. Si los motores funcionan con combustibles gaseosos los límites del posible empobrecimiento de la mezcla son un poco mayores.

Al aumentar la temperatura inicial de la mezcla carburante, crecen las velocidades normales de propagación de la llama y se amplían un tanto los límites de concentración, lo que se origina por el aumento de las velocidades de reacción y de los coeficientes de conductividad de la temperatura de la mezcla, dicho aumento está vinculado con las temperaturas más elevadas de la llama T_z. La elevación de la presión, por el contrario, conduce a cierta disminución de las velocidades normales de propagación de la llama. Esto se debe

a que la influencia de la presión sobre la velocidad de las reacciones químicas es relativamente pequeña, mientras que las velocidades relativas de los procesos de difusión y transmisión de calor disminuyen inversamente proporcional a la presión. Con precisión suficiente para los cálculos prácticos, puede admitirse que en las mezclas aire-gasolina las velocidades normales de propagación de la llama están relacionadas con la temperatura inicial de la mezcla y con la presión por la siguiente expresión:

$$u_n \sim p^{-0{,}35} T_0^2. \tag{170}$$

Combustión turbulenta. En la mayoría de casos, la masa principal de la mezcla de trabajo en el cilindro del motor se encuentra en movimiento turbulento bastante intenso, constituido por vórtices dirigidos y pulsaciones desordenadas de las velocidades de los flujos gaseosos. Bajo la acción de la turbulencia la velocidad de propagación de la llama considerablemente se acelera, lo que está originado por dos razones. Los torbellinos grandes o las pulsaciones turbulentas fuertes retuercen el frente de llama rompiéndolo en focos ardientes separados (moles), lo que puede conllevar a que la superficie real de combustión aumente varias veces (fig. 52). Las pulsaciones turbulentas de tamaños, comparables con el grosor del frente de llama laminar no originan su retorcimiento, pero reforzando los procesos de transmisión de calor y difusión en el propio frente incrementan la velocidad de combustión en la superficie de los moles grandes. Bajo la acción de los dos factores mencionados las velocidades de propagación de la llama turbulenta crecen prácticamente en forma proporcional a la intensidad de la turbulencia (a la magnitud media cuadrática de las velocidades de las pulsaciones turbulentas u'). En este caso las dependencias de las velocidades de la combustión turbulenta respecto a la composición de la mezcla, de su temperatura inicial y de su presión, resultan un poco distintas a las funciones de la velocidad normal de propagación de la llama u_n respecto de los mismos factores.

Fig. 52. Carácter aproximado de las incurvaciones y discontinuidades del frente de una llama turbulenta por efecto de turbulencia:
a — débil; *b* — intensa; δ_t — profundidad de la zona de combustión turbulenta

Según resultados de las últimas investigaciones, la velocidad de propagación de la llama turbulenta se expresa por

$$u_t \approx u_n + Bu'_t$$

donde B es un coeficiente directamente proporcional a la velocidad de la reacción a la temperatura de la llama T_z, es decir, $B \sim p^m e^{-E/RT_z}$.

La elevación de la presión influye positivamente sobre u_t (para el caso de mezclas aire-gasolina $u_t \sim p^{0,25}$). La temperatura inicial de la mezcla y su composición influyen más sobre u_t que sobre u_n.

Simultáneamente con el crecimiento de u_t aumenta la extensión de la zona de combustión δ_t (véase la fig. 52). A causa de esto, la velocidad de propagación de las fronteras delanteras de la zona de la llama turbulenta no caracteriza unívocamente la velocidad real de desprendimiento de calor, que responde a la terminación completa de la combustión. En los motores de carburador el ancho de la zona de combustión en el frente de la llama turbulenta puede alcanzar 20—25 mm, lo que deberá tenerse en cuenta al comparar los diagramas indicados de presión con registro de la propagación de la llama.

Combustión difusiva. La combustión de mezclas heterogéneas, por ejemplo de los chorros de gas que penetran en el aire o de gotas suspendidas en él de combustible líquido pulverizado, sustancialmente difiere de la combustión de las mezclas homogéneas. La velocidad con que arde una mezcla gaseosa heterogénea se determina prácticamente por la velocidad de la agitación difusiva entre el combustible y el comburente, puesto que las reacciones químicas de combustión transcurren con velocidades considerablemente más altas que los procesos de mezclado. Como consecuencia, esta combustión se denomina difusiva.

La velocidad con que se queman las gotas de combustible líquido se determina fundamentalmente por la velocidad de su evaporación (los vapores de combustible que se forman sobre la superficie de la gota, se difunden en el aire que rodea la gota, formando a cierta distancia de ella la mezcla carburante, además este proceso transcurre con mayor rapidez que la vaporización del combustible).

Las diminutas gotas ($\varnothing < 40$ μm), uniformemente distribuidas en el aire, queman aproximadamente con la misma velocidad que una mezcla de vapores de combustible y aire homogénea; al mismo tiempo los límites del posible empobrecimiento general de las mezclas heterogéneas (tanto de gotas como de gases), para los cuales se conserva todavía la combustión estable, resultan considerablemente más amplios que en las homogéneas. En las mezclas heterogéneas se forman siempre zonas donde $\alpha = 0{,}85 \ldots 0{,}90$, correspondientes a las mayores velocidades de reacción y temperaturas de los productos de la combustión. Estas zonas sirven de centros de inflamación de la mezcla pobre que las rodea.

Precisamente esto explica la posibilidad de que los motores Diesel funcionen a bajas cargas con mezclas extremadamente pobres ($\alpha > 4$).

Debido a esas mismas razones la combustión de las mezclas heterogéneas, siendo bajo el coeficiente total de exceso de aire ($\alpha < 1{,}4 \ldots 1{,}5$), por lo general, conduce a la formación de humo y carbonilla, ya que existen zonas con mezclas locales considerablemente sobreenriquecidas ($\alpha < 0{,}3 \ldots 0{,}4$). En estas zonas tiene lugar la descomposición de las moléculas de hidrocarburos sin suficiente suministro de aire que va acompañada del desprendimiento de carbono sólido en forma de partículas muy diminutas de carbonilla. Precisamente ésta es la causa que origina la aparición de humos en los motores Diesel al incrementar el suministro de combustible por ciclo, es decir, la carga por encima de ciertos límites.

§ 2. Combustión en los motores de encendido por chispa

Siendo normal el proceso de funcionamiento de los motores de encendido por chispa, la mezcla de combustible evaporado, aire y gases residuales lo suficiente homogénea se enciende por la chispa eléctrica y se quema en el proceso de propagación a lo largo de toda la carga del frente de la llama turbulenta. Este proceso se puede dividir en tres fases: la I —llamada inicial, durante la cual un pequeño foco de combustión que surge en la zona de altas temperaturas entre los electrodos de la bujía (en la vena de la chispa

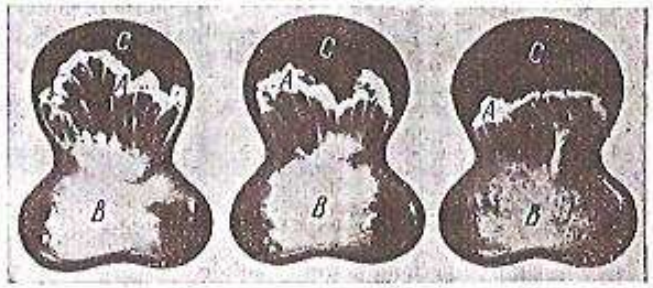


Fig. 53. Carácter de la llama turbulenta en la cámara de combustión con válvulas laterales en un motor de carburador:
A — frente de llama; *B* — zona encendida; *C* — mezcla no quemada

la temperatura sobrepasa los 10 000 °C) progresivamente se transforma en un amplio frente de la llama turbulenta; la II —o fase principal— en la que ocurre la rápida propagación de la llama turbulenta a través de la mayor parte de la cámara de combustión, siendo prácticamente constante el volumen de esta última, puesto que el émbolo se encuentra cerca del P.M.S; la III —fase de combustión residual de la mezcla detrás del frente de la llama, en las capas cercanas a las paredes y en los huelgos entre la culata y la cara del pistón, esta fase abarca parte de la carrera de expansión.

Para tener una clara idea sobre el carácter de la propagación de la llama se muestran algunas fotografías tomadas durante una filmación a alta velocidad a través de una mirilla transparente (de cuarzo) (fig. 53) instalada en la culata.

En la fig. 54 se ilustran los esquemas de propagación de la llama en un motor a gasolina al variar el carácter del movimiento turbulento de la mezcla de trabajo en la cámara de combustión. Conociendo los intervalos de tiempo entre las posiciones consecutivas del frente de la llama puede determinarse la velocidad de su propagación en cualquier sector. Al principio, mientras el foco de combustión es pequeño, la velocidad de la llama es relativamente baja, ya que sobre ella influyen solamente pulsaciones turbulentas de pequeñas

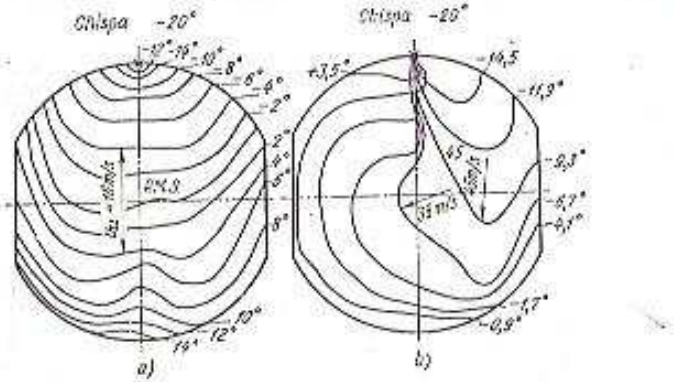


Fig. 54. Esquemas de las posiciones instantáneas consecutivas del frente de llama en la cámara de combustión de un motor que funciona con combustible ligero, a iguales intervalos de tiempo caracterizados por el ángulo φ de rotación del cigüeñal desde el P.M.S. ($n = 600$ rpm; $\alpha = 1$):
a — sin movimiento de torbellino orientado de la carga en el cilindro; b — con movimiento de torbellino orientado de la carga en el cilindro

dimensiones. En este período la velocidad de combustión preponderantemente se determina por las propiedades físico-químicas de la mezcla carburante.

A medida que crecen las dimensiones del foco inicial de la llama, con mayor grado se reflejará la acción positiva de las pulsaciones turbulentas mayores sobre la velocidad de combustión. En la fase principal la velocidad de propagación de la llama es aproximadamente proporcional a la intensidad que, a su vez, crece proporcionalmente con la frecuencia de rotación del cigüeñal. En consecuencia, la duración de la fase principal de la combustión, expresada en grados de rotación del cigüeñal, a igualdad de las demás condiciones, casi no depende del régimen de velocidad del motor.

En la fig. 54 se indican los valores medios de las velocidades visibles de propagación de la llama w_t en algunos sectores. Si la frecuencia de rotación es más elevada, estas velocidades considerablemente se incrementan y en los motores rápidos modernos a gasolina ellas alcanzan en la parte central de la cámara de combustión de 60 a 80 m/s.

Al acercarse el frente de llama a las paredes la velocidad de su propagación disminuye, lo que se explica por la menor intensidad de la turbulencia en las capas cercanas a dichas paredes. Cuando la llama alcanza las paredes en la mayor parte de la cámara, la velocidad de combustión decrece también como consecuencia de la disminución de la superficie del frente de la llama, pero la combustión, sin embargo, aquí no termina. Durante un tiempo aún suficientemente prolongado continúan los procesos de combustión residual en las capas cercanas a las paredes y detrás del frente de la llama turbulenta. La velocidad de la combustión residual, de la misma manera que el proceso en su fase inicial, en mayor medida depende de las propiedades físico-químicas de la mezcla de trabajo que la velocidad en la fase principal.

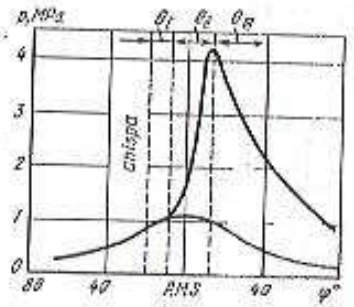


Fig. 55. Diagrama indicado de un motor de carburador que corresponde al esquema de propagación de la llama ilustrada en la fig. 54, *a*

Trazar límites bien definidos entre las diferentes fases del proceso de combustión en los motores no es posible, ya que el carácter y las velocidades de combustión varían gradualmente. Como instante de culminación de la primera fase de combustión y el comienzo de la fase principal en los motores de encendido por chispa generalmente se adopta el «punto de separación» de la línea de combustión respecto a la línea de compresión en el diagrama indicado, es decir, el instante en que comienza el brusco incremento de la presión como resultado de la combustión (fig. 55). La fase inicial dura desde el instante en que salta la chispa entre los electrodos de la bujía hasta el «punto de separación». Por analogía con los motores Diesel a veces este lapso convencionalmente se denomina período de retraso de la inflamación, o período de inducción, lo que en principio no es cierto. Siendo el encendido por chispa, el retraso de la inflamación prácticamente no existe, cerca de los electrodos de la bujía inmediatamente surge el foco de combustión, pero hay un período, durante el cual el frente de la llama desde este foco se propaga en forma relativamente lenta y la fracción de mezcla quemada es todavía tan pequeña que el incremento de la presión en el diagrama indicado no se registra.

Así por ejemplo, si Δp constituye el 1% de la presión máxima de combustión, lo que aproximadamente corresponde a la combustión del 1,5% de la mezcla de trabajo, entonces el volumen que ocupan los productos de la combustión será ya cerca del 5% del volumen de la cámara (adoptamos que la relación de expansión de los gases quemados en la combustión es $\lambda = 3{,}3$). Comparando los gráficos (fig. 54, *a* y 55) se concluye que hacia el instante en que comienza la fase principal de la combustión —el «punto de separación» (8°

antes del P.M.S.)— el radio medio de la semiesfera de la llama constituye cerca del 50% del radio de la cámara de combustión. Semejantes dimensiones del foco inicial de la combustión son ya suficientes para que sea posible el ulterior desarrollo rápido de la velocidad de propagación de la llama baja la acción de las pulsaciones turbulentas de grandes dimensiones.

El límite de separación entre las fases principal y final de la combustión en los motores que funcionan con combustible ligero, convencionalmente, por lo general, se adopta el instante en que se alcanza la presión máxima en el diagrama indicado (punto *1* de la fig. 56). La combustión, sin embargo, aún no acaba y la temperatura media de los gases en el cilindro continúa creciendo cierto tiempo, alcanzando su máximo valor en el punto *2*. Sin embargo, la disminución de la velocidad de desprendimiento de calor, debido a que el frente de la llama en la mayor parte de la cámara de combustión alcanza las paredes, conduce a que el incremento de presión, por efecto de la combustión, ya no puede compensar su caída a causa de la expansión de los gases, originada por el movimiento del pistón y la transmisión de calor a las paredes.

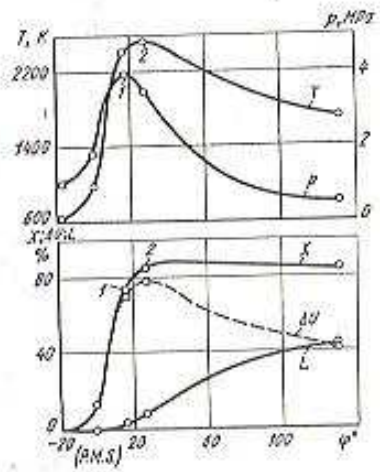


Fig. 56. Variación de la presión p, temperatura de los gases T, cambio de energía interna ΔU, trabajo externo de los gases L, coeficiente de temperatura χ durante el proceso de combustión en el motor GAZ-21 ($\alpha = 1{,}02$; $n = 2000$ rpm; $p_i = 1$ MPa; $\eta_i = 0{,}337$)

La efectividad del proceso de trabajo en el cilindro del motor se determina tanto por la plenitud total de la combustión, como por su velocidad, es decir, dependo de la oportunidad con que se realiza el desprendimiento del calor, para asegurar una relación de expansión de los productos de combustión cercana a la relación de compresión geométrica. El trabajo máximo del ciclo, y por lo tanto las máximas potencia y economía del motor que funciona con combustible ligero, a igualdad de las demás condiciones, se logra organizando el proceso de combustión de tal manera que los puntos del comienzo y final de la fase principal estén aproximada y simétricamente dispuestos con respecto al P.M.S. Esto se puede obtener instalando en el lugar correspondiente el instante de la ignición. El ángulo, en grados de rotación del cigüeñal, desde el instante en que salta la chispa en la bujía hasta el P.M.S. se denomina *ángulo de avance al encendido* φ_e.

El ángulo de avance al encendido debe ser tanto mayor, cuanto mayor sea la duración de la fase inicial de la combustión θ_i (fig. 55), así como también cuanto más lentamente se desarrolle la combustión en la fase principal.

En los motores rápidos modernos de combustible ligero con relaciones de compresión $\varepsilon = 8 \ldots 9$, la potencia máxima generalmente corresponde al instante cuando la máxima presión se alcanza a los 12—15° después del P.M.S.; además, la duración de la fase principal de la combustión es $\theta_{II} = 25 \ldots 30°$.

La velocidad del desprendimiento de calor en la fase principal es la que determina la rapidez de incremento de la presión en función del ángulo de rotación del cigüeñal ($dp/d\varphi$), y correspondientemente, la dinámica de acción de las fuerzas de los gases sobre las piezas del mecanismo biela-manivela, de la cual depende la denominada «rigidez» de funcionamiento del motor. La magnitud $dp/d\varphi$ depende de la velocidad con que transcurre el proceso en la fase de combustión rápida. Para iguales valores de $dp/d\varphi$, pero siendo más suave el desarrollo del proceso, el motor funciona con menos ruido. En los motores con moderadas relaciones de compresión (6—7) los valores máximos de $dp/d\varphi$ generalmente constituyen 0,1—0,12 MPa/°. Para valores más elevados de la relación de compresión $\varepsilon = 9 \ldots 10$, la velocidad de elevación de la presión alcanza 0,15—0,25 MPa/°.

La relación entre los procesos de combustión y la utilización del calor desprendido en los motores se determina por las curvas características de desprendimiento activo de calor, que en sí representan la variación, en función del ángulo φ, de la fracción de calor, utilizada en elevar la temperatura del fluido operante (de su energía interna) y en realizar el trabajo externo, con respecto al calor total introducido al ciclo:

$$\chi = \frac{\Delta U + \int_0^{\varphi} p\,dV}{Q}, \qquad (171)$$

En la fig. 56 se muestran, en calidad de ejemplo, una parte del diagrama indicado, desde el instante de la ignición hasta el comienzo de apertura de la válvula de escape, así como las curvas de la temperatura media T de los gases en el cilindro, del trabajo exterior de los gases, sus energías internas ΔU y del coeficiente de desprendimiento activo de calor χ, en función del ángulo φ para el motor GAZ-21 cuando funciona con la mariposa de gases completamente abierta. En el punto *1*, correspondiente a p_{max}, la cantidad de calor desprendido activo abarca el 73%; en la fase de combustión residual la misma alcanza el 85% del calor de combustión disponible. El punto *2*, que corresponde a la T_{max} está situado a 11° del punto *1*. El 15% restante lo conforman las pérdidas de calor a las paredes y las debidas a la combustión incompleta. Al funcionar los motores en regímenes de media carga o con mezclas empobrecidas, los valores de χ en el punto p_{max} generalmente no sobrepasan el 50% y el proceso

de combustión residual resulta sustancialmente más prolongado. Para aumentar la plenitud de la combustóin hay que crear una turbulización adicional de la carga en las zonas de combustión residual.

§ 3. Influencia de diferentes factores sobre el proceso de combustión en los motores de encendido por chispa

Composición de la mezcla. La composición de la mezcla de trabajo (coeficiente de exceso de aire α) ejerce influencia sobre la velocidad de combustión y la cantidad de calor desprendido, lo que se refleja en el cambio de la presión y de la temperatura de los gases en el cilindro del motor.

En la fig. 57 se reproducen, como ejemplo, diagramas indicados superpuestos de una serie de ciclos consecutivos, obtenidos para diferentes composiciones de la mezcla y ángulos óptimos φ_e, correspondientes en cada caso a la potencia máxima del motor. Los mínimos

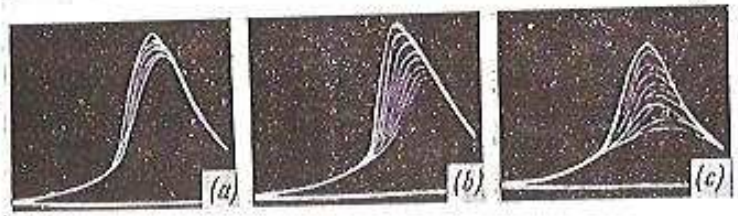


Fig. 57. Influencia de la composición de la mezcla sobre el carácter de los diagramas indicados del motor de carburador, obtenidos para una serie de ciclos consecutivos:
$a - \alpha = 0{,}87$; $b - \alpha = 0{,}95$; $c - \alpha = 1{,}15$

valores de φ_e, θ_i, θ_{II} y los máximos de p_z se consiguen para $\alpha = 0{,}85 - 0{,}90$, en caso del cual se observan las mayores velocidades de propagación de la llama y de intensidad en el desprendimiento de calor, y por lo tanto, la máxima potencia desarrollada por el motor. Esta composición de la mezcla se denomina *composición de potencia*. Cuando $\alpha > 0{,}9$ la duración de la fase inicial θ_I aumenta, lo que suscita la necesidad de incrementar el ángulo φ_e. La duración de la fase principal θ_{II} varía insignificantemente, aunque las presiones máximas p_z disminuyen, debido al menor contenido energético de la mezcla y, por lo tanto, disminuyen los valores de $dp/d\varphi$.

Al empobrecer la mezcla más allá de cierto límite, que depende de las particularidades estructurales del motor, de su carga y de la relación de compresión, la combustión en los ciclos sucesivos de trabajo comienza a desarrollarse desigualmente: en algunos ciclos transcurre con suficiente velocidad, en otros deceleradamente (fig. 57, *b* y *c*). Semejante desarrollo irregular de la combustión en algunos ciclos, que

está vinculado con el empeoramiento de las condiciones de ignición por la chispa de las mezclas pobres y de propagación de la llama, conduce a que comenzando desde ciertos valores de α la efectividad media del proceso de trabajo, referida a todo el conjunto de los ciclos sucesivos, disminuye y el trabajo del motor se hace inestable.

La composición de la mezcla correspondiente al mínimo consumo específico efectivo de combustible en un régimen de funcionamiento dado del motor se denomina composición *económica*. En los motores modernos de automóvil, con relaciones de compresión cercanas a 8, al abrir la mariposa de gases hasta la posición cercana a la máxima, los valores de α_{ec} para la composición económica de la mezcla oscilan generalmente entre 1,15—1,2.

Carga del motor. A medida que disminuye la potencia del motor al cerrar un poco la mariposa de gases, decrecen las presiones iniciales y finales de compresión y se incrementa el grado de dilución de la mezcla de trabajo con los gases residuales. Esto conduce en primer lugar al considerable empeoramiento de las condiciones de ignición de la mezcla por la chispa y del desarrollo en ella del foco inicial de la combustión. La duración de la fase inicial θ_I correspondientemente crece y el proceso de combustión se hace menos estable, incrementándose la desuniformidad de los ciclos separados. En cierta medida ayuda el enriquecimiento de la mezcla hasta obtener valores de α (0,8 . . . 0,85), para los cuales tiene lugar un encendido más seguro por la chispa. Pero inclusive en este caso, por lo general, no se logra evitar el prolongamiento de la combustión en considerable parte de la carrera de expansión y garantizar el encendido sin intermitencias a grandes ángulos de avance, cuando las presiones de compresión son aún muy pequeñas.

El desarrollo no satisfactorio de la combustión en los regímenes de pequeñas cargas y la necesidad en este caso del enriquecimiento de la mezcla constituyen una de las principales desventajas de los motores a gasolina de encendido por chispa que conducen al inútil consumo excesivo de combustible y a expulsar al medio ambiente, junto con los gases quemados, considerables cantidades de monóxido de carbono CO e hidrocarburos C_xH_y de la combustión incompleta.

Relación de compresión. Cuando aumenta la relación de compresión ε, las presiones y temperaturas de la mezcla de trabajo hacia el instante que salta la chispa se elevan y disminuye la concentración de los gases residuales. Simultáneamente se crean condiciones más favorables para la ignición de la mezcla por la chispa, se reduce la duración de la fase inicial de combustión; aumentan los límites del empobrecimiento posible de la mezcla.

Las elevadas presiones y temperaturas de la mezcla comprimida también contribuyen a la elevación de las velocidades de combustión en la fase principal, pero al mismo tiempo a elevadas ε se incrementa la relación de la superficie de la cámara de combustión con respecto a su volumen, como consecuencia de lo cual crece la cantidad relativa de la mezcla que se encuentra en las capas cercanas a las paredes

y en los expulsores, es decir, se incrementa la fracción de la mezcla que quema en la tercera fase. Todo esto en su conjunto conduce a que en los motores con elevados ε disminuyen los ángulos óptimos de avance al encendido (correspondientes a la máxima potencia), se reduce la duración de la combustión hasta el instante en que se alcanza la máxima presión (el punto $p_{máx}$ se acerca al P.M.S.), pero simultáneamente con esto disminuye el coeficiente de desprendimiento de calor activo en los puntos $p_{máx}$ y $T_{máx}$, crece el valor relativo de los procesos de combustión residual en la tercera fase.

Frecuencia de rotación. Al aumentar la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor, el tiempo reservado al desarrollo del proceso de combustión disminuye y al mismo tiempo se incrementa la intensidad de la turbulencia de la carga de trabajo. Por lo expuesto, como ya se anotó, la velocidad con que se propaga el frente de la llama en la fase principal de combustión crece aproximadamente proporcional a la frecuencia de rotación, mientras que la duración de la fase principal θ_{II}, expresada en grados de rotación del cigüeñal, por lo general, permanece constante. La duración de la fase inicial de la combustión θ_I se incrementa con el crecimiento de la frecuencia de rotación.

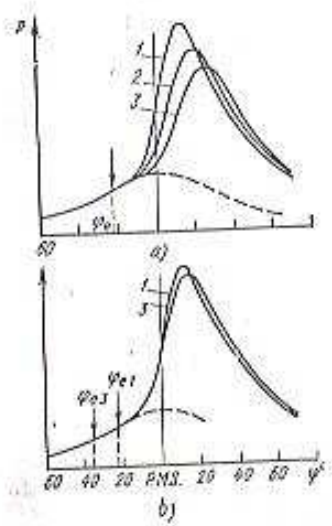


Fig. 58. Influencia de la velocidad de rotación n en el carácter de los diagramas indicados:
1 — n = 1500 rpm; 2 — n = 2000 rpm; 3 — n = 3200 rpm

Si aumentamos la frecuencia de rotación n, manteniendo constantes la composición de la mezcla y el ángulo φ_e, entonces podrá observarse un desarrollo cada vez más tardío del proceso de combustión por ciclo (fig. 58, *a*). Con el correspondiente aumento del ángulo φ_e puede conseguirse que las líneas de crecimiento de la presión en la fase principal de combustión para diversos valores de n prácticamente coincidirán (fig. 58, *b*). Al elevar la frecuencia de rotación se incrementa un tanto la duración de la fase de combustión residual θ_{III}, pero cierta disminución de la efectividad del desprendimiento de calor vinculada con esto se compensa por la disminución de la transferencia de calor a las paredes, debido a la reducción del tiempo que los gases con elevadas temperaturas se encuentran en el cilindro.

Forma de la cámara de combustión. La turbulencia de la carga de trabajo en el cilindro, suscitada por el ingreso de la mezcla a través de secciones de paso relativamente estrechas en los órganos de la

distribución de los gases (válvulas, conductos de admisión), puede ser adicionalmente reforzada gracias al traspaso de la mezcla desde el cilindro a la cámara de combustión al final de la carrera de compresión. Esto se logra proporcionando a las cámaras de combustión la forma más adecuada, para la cual en cierta parte de ella se forman huelgos relativamente angostos entre la superficie inferior de la culata y la cara del pistón, que se denominan expulsores (véase la fig. 82).

Los expulsores se disponen de tal manera que permitan crear turbulencia adicional a la carga en aquellas zonas hasta las cuales el frente de llama llega desde la bujía en último turno. Con esto se consigue la aceleración de la combustión residual. La bujía se coloca de manera que no origine demasiada turbulencia cerca de ella y, al mismo tiempo, que se garantice buen barrido respecto a los gases residuales en la zona de la bujía, dirigiendo hacia ella parte del flujo de la mezcla que entra a través de la válvula de admisión.

Cuanto más cerca del centro de la cámara de combustión se instale la bujía, tanto más corto será el camino recorrido por el frente de llama hasta los puntos más alejados. Al colocar la bujía en la parte central se obtiene la mayor superficie del frente de la llama, en consecuencia, la velocidad de desprendimiento del calor y, por lo tanto, la velocidad de crecimiento de la presión resultan más altas que cuando la bujía está situada al costado. Es indispensable, sin embargo, considerar que esto se refiere solamente a las cámaras de combustión que tienen forma simétrica. La creación de expulsores puede influir más sobre la velocidad de combustión que la disposición de la bujía.

Sin embargo, siendo la superficie de los expulsores grande, la parte relativa de la mezcla no quemada que se enfría intensamente y está encerrada en angostas ranuras entre la culata y la cara del pistón, resulta ser bastante considerable, lo que puede conducir a una notable disminución del coeficiente activo de desprendimiento de calor en el punto $p_{máx}$ y, por lo tanto, a la disminución del trabajo útil del ciclo. Es por esta razón que la superficie de los expulsores generalmente no sobrepasa el 30—40% de la superficie del pistón.

Entre las principales medidas empleadas para mejorar el proceso de combustión en los motores de combustible ligero y disminuir su toxicidad, figuran las siguientes:

1. La intensificación del encendido por chispa empleando circuitos a transistores o tiristores, lo que permite ampliar un poco los límites del empobrecimiento efectivo de la mezcla al funcionar a pequeñas cargas y en los regímenes transitorios, disminuir el consumo de combustible y la expulsión de los gases CO y C_xH_y.

2. La creación de turbulencia de la carga de trabajo en los cilindros, utilizando estructuras de conductos de admisión que aseguren la dirección tangencial o en espiral del movimiento de la mezcla, lo que reduce la duración de la combustión y mejora el grado de uniformidad de ciclos consecutivos.

3. La estratificación de la carga de trabajo de tal manera que en la zona de la bujía se concentre la mezcla más rica, en tanto que a

medida de alejarse de la bujía la misma se empobrezca. Esto se consigue inyectando gasolina a la cámara de combustión al final de la carrera de compresión y organizando el movimiento respectivo del torbellino de aire. El mismo efecto puede lograrse empleando la entrada por separado de la mezcla rica y pobre al cilindro (inclusive hasta aire puro). Sin embargo, en las cámaras de una sola cavidad es difícil garantizar las condiciones óptimas de semejante estratificación en una amplia zona de la variación de los regímenes de velocidad y de carga.

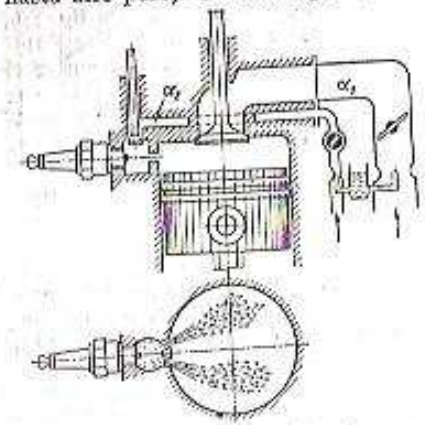


Fig. 59. Estructura esquemática de un motor de carburador con cámara de encendido por dardo

Los mejores resultados se logran utilizando cámaras separadas con encendido por dardo. En ellas la bujía está instalada en una autocámara de pequeño volumen, dotada de una válvula adicional a través de la cual se efectúa su soplado con una mezcla fuertemente enriquecida α_2 (fig. 59). En la cámara principal la mezcla se enciende por los chorros de las llamas de gases activos, arrojados por las toberas de la cámara pequeña lo que asegura la efectiva utilización de mezclas empobrecidas considerablemente ($\alpha_1 \geqslant 1{,}5$) en caso de cargas parciales. Al mismo tiempo en los regímenes de trabajo principales, en los gases de escape el contenido de CO constituye fracciones de por ciento y sustancialmente disminuye durante la combustión la formación de NO_x. Sin embargo, para las más pequeñas cargas y en vacío en los gases de escape aumenta la cantidad de C_xH_y.

§ 4. Principales alteraciones de la combustión normal en los motores de encendido por chispa

Detonación. Externamente la detonación se revela durante el funcionamiento del motor a grandes cargas en la aparición del golpeteo metálico estridente, que es resultado de repercusiones periódicas múltiples sobre las paredes de la cámara de combustión de ondas de choque que se forman en los gases. Al suceder esto, al final de la combustión se registran vibraciones de la presión en forma de toda una serie de agudos picos que van gradualmente amortiguándose y que pueden observarse en los diagramas indicados (fig. 60). La frecuencia de estas vibraciones de la presión es igual a la frecuencia principal del golpeteo audible. Ella depende de las velocidades de propagación de las ondas de choque y del camino recorrido entre las reflexiones consecutivas desde las paredes, que está determinado por las dimensiones del cilindro (principalmente por su diámetro).

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIGUFIM

Cuando la detonación es débil el golpeteo surge no en cada ciclo de trabajo, la amplitud de las vibraciones de presión es pequeña, alcanza apenas unos cuantos porcentajes de p_z, y las velocidades medias de propagación de las ondas de choque en los productos de la combustión oscilan entre los límites de 1000—1200 m/s. Siendo el diámetro del cilindro de 100 mm, la frecuencia de las vibraciones es

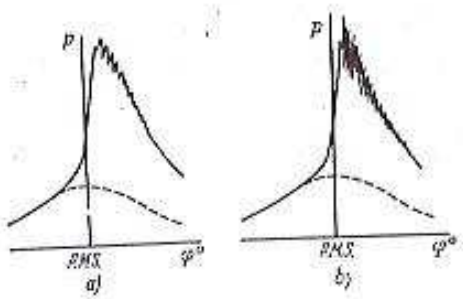


Fig. 60. Diagramas indicados típicos de un motor de encendido por chispa cuando funciona con detonación:
a — detonación débil; b — detonación intensa

aproximadamente igual a 5000 Hz. Cuando la detonación es intensa, el fuerte golpeteo con frecuencia un poco mayor surge en cada ciclo, disminuyendo al mismo tiempo la potencia del motor y apareciendo humo negro en los gases de escape.

El trabajo prolongado del motor con detonación es estrictamente intolerable, puesto que cuando surgen las ondas de choque crece bruscamente la emisión de calor desde los gases quemados hacia las paredes, lo que puede conducir al recalentamiento del motor y a la destrucción de algunas piezas en las cámaras de combustión (se pueden quemar las aristas de los pistones, las juntas entre los cilindros y la culata, los electrodos de las bujías). El carácter vibratorio de la carga sobre el émbolo cuando hay detonación puede suscitar la destrucción de la capa antifricción de los cojinetes de las bielas. El desgaste de la parte superior de la camisa del cilindro también aumenta, ya que las ondas de choque destruyen la película de aceite que cubre la superficie metálica, como resultado de lo cual surge fricción seca y simultáneamente se refuerza el desgaste corrosivo bajo la acción de los elementos activos que contienen los productos de combustión, en particular los óxidos de nitrógeno.

La detonación se produce por el autoencendido de la carga de trabajo más alejada de la bujía, hasta la cual el frente de llama llega

desde la misma en último turno. Las últimas porciones de la mezcla no quemada se comprimen hasta la presión p_z y, si esta compresión es adiabática, entonces su temperatura puede alcanzar valores de $T_i = T_a\,(p_z/p_a)^{\frac{k-1}{k}}$, que sobrepasan en mucho la temperatura de autoencendido, incluso de los combustibles de elevado octanaje. Así por ejemplo, para $T_a = 340$ K, $p_a = 0{,}085$ MPa, $p_z = 4$ MPa y el valor medio del exponente adiabático de la mezcla no quemada $k = 1{,}34$, su temperatura alcanza 900 K.

A la aparición de la detonación contribuyen todos aquellos factores que incrementan la velocidad del desarrollo de las reacciones que transcurren delante del frente de la llama en la última parte de la carga, a saber:

a) elevada capacidad de reacción del combustible, cuanto mayor sea esta capacidad tanto menor será el número de octano;

b) aumento de la relación de compresión que origina la elevación de la presión y temperatura en la última parte de la carga. Una función media estadística aproximada entre los valores tolerables de ε, para los cuales aparece la detonación audible, y los números de octano de la gasolina se ilustra en la fig. 61;

c) aumento del ángulo de avance del encendido, en caso del cual la máxima presión p_z se obtiene cuando el pistón está más cerca del P.M.S. y correspondientemente se elevan los valores de p_z y T_i' (véase la fig. 91);

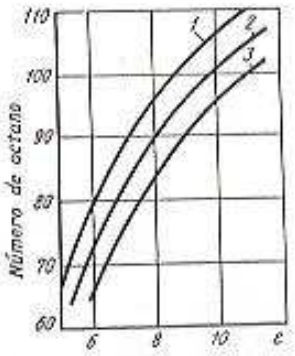


Fig. 61. Funciones estadísticas medias del número de octano de los combustibles para motores con diferentes diámetros de los cilindros con respecto a la relación de compresión:
1 — 120 mm; 2 — 90 mm; 3 — 60 mm

d) composición de la mezcla ($\alpha \approx 0{,}9$), correspondiente a las presiones y temperaturas de combustión más elevadas, así como a las máximas velocidades en que se desarrollan las reacciones que tienen lugar delante del frente de la llama en las mezclas calentadas por compresión;

e) malas condiciones de enfriamiento de las últimas partes de la carga y el diseño inapropiado de la cámara de combustión que contribuye a la lenta combustión residual.

Los factores que impiden el surgimiento de la detonación son aquellos que aceleran la combustión de la última parte de la carga en el frente de llama o que mediante cualquier otro procedimiento dificultan la aparición de la autoinflamación explosiva. Entre estos factores figuran: a) enérgica turbulencia de la carga de trabajo; b) disminución del camino recorrido por el frente de llama desde la bujía hasta los puntos más alejados de la cámara de combustión; c) la existencia de expulsores en la zona donde se encuentra la última

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE RIGUFIM

parte de la carga, que permiten su mejor enfriamiento y dificultan el surgimiento de focos suficientemente grandes de autoinflamación explosiva, capaces de originar la formación de ondas de choque.

La influencia de la frecuencia de rotación del cigüeñal sobre la detonación depende de las propiedades de las gasolinas utilizadas. Para el caso de hidrocarburos parafínicos y nafténicos, que se caracterizan por su inflamación bietápica y por poseer baja sensibilidad a las temperaturas, la tendencia del motor a detonar paulatinamente disminuye a medida de incrementar la frecuencia de rotación. Pero

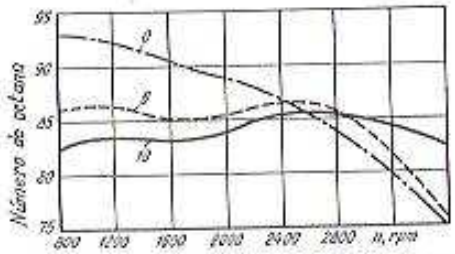


Fig. 62. Variación de los números de octano requeridos en función de la frecuencia de rotación del cigüeñal para gasolinas de diferentes sensibilidades de temperatura:
las cifras de las curvas indican los valores de la sensibilidad de temperatura

para el caso de las gasolinas modernas de alto octanaje para automóviles, que se destacan por su alto contenido de hidrocarburos aromáticos y, por lo tanto, poseen elevada sensibilidad a las temperaturas, la tendencia que tienen los motores a la detonación prácticamente no depende de la frecuencia de rotación (fig. 62).

La tendencia a la detonación de los motores, siendo iguales la frecuencia de rotación y duración de la combustión, es considerablemente más débil en aquellos que tienen menores dimensiones de los cilindros. Esto se explica por ser menores los volúmenes de las porciones residuales de la mezcla no quemada, en las cuales no es tan probable el surgimiento de la autoinflamación del tipo explosivo.

Autoencendido prematuro. Las piezas que están fuertemente recalentadas en la cámara de combustión del motor (electrodos centrales y aisladores de las bujías, cabezas de las válvulas de escape), si sus temperaturas sobrepasan ciertos límites (700—800° C), pueden provocar el autoencendido prematuro de la mezcla de trabajo o el denominado encendido por incandescencia antes de que salte la chispa. Como fuentes de dicho fenómeno pueden servir también las partículas grandes incandescentes (ardientes) de carbonilla.

Desde las superficies incandescentes el frente de la llama se propaga de manera análoga al de la llama proveniente de la chispa de la bujía, pero el instante de la ignición resulta en este caso incontro-

lado. Si el encendido por incandescencia surge lo suficientemente temprano durante la carrera de compresión, entonces la potencia del motor disminuye por efecto del consumo adicional de trabajo de compresión de los gases ya quemados y del aumento de la emisión calórica. Los diagramas indicados, para el caso de este fenómeno, tienen la forma mostrada en la fig. 63.

El encendido anticipado es la anomalía de la combustión más peligrosa en los motores de encendido por chispa, ya que origina el incremento muy brusco del traspaso de calor a las paredes a consecuencia de la elevación de p_z y T_z, puesto que los gases que ya tuvieron tiempo de quemarse son adicionalmente comprimidos por el

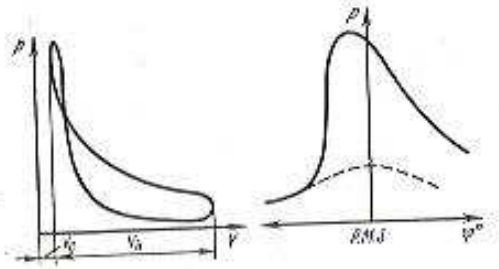


Fig. 63. Diagramas indicados de un motor de encendido por chispa con encendido anticipado

émbolo y el tiempo de contacto de los gases quemados con las paredes aumenta considerablemente. Esto conduce al rápido autorreforzamiento del encendido por incandescencia, es decir, éste aparece cada vez con mayor anticipación durante la carrera de compresión, a causa de lo cual pueden quemarse (fundirse) los pistones. El peligro del encendido anticipado se acrecienta porque externamente éste por lo general se manifiesta sólo en forma de golpes secos, que no siempre se logra descubrir entre el conjunto de ruidos al funcionar el motor a elevadas cargas. Puesto que el encendido por incandescencia surge generalmente sólo en uno de los cilindros, la disminución total de la potencia de un motor multicilíndrico es insignificante.

Las fuentes del encendido anticipado que con mayor frecuencia se presentan son los electrodos centrales recalentados y las campanas de los aisladores de las bujías. Por eso es indispensable seleccionar las bujías en estricta correspondencia con las particularidades del motor. Dichas bujías deberán poseer suficientemente elevado «grado térmico», que caracteriza la resistencia de la bujía contra el recalentamiento y, al mismo tiempo, no deberán ser excesivamente «frías», o sea, la temperatura de los electrodos centrales de las bujías cuando el motor funciona en vacío no tendrá que ser menor de 400 °C, para evitar la formación de residuos carbónicos propios de la combustión.

Autoencendido retrasado. En los motores a gasolina de automóviles con altas relaciones de compresión, especialmente al funcionar con combustibles que tienen aditivos antidetonantes, en la parte no quemada de la carga pueden originarse focos de encendido por incandescencia, después de comenzar la propagación del frente de la llama desde la chispa de la bujía. Las fuentes de semejante inflamación son las partículas de carbonilla incandescente (ardiente) que se desprenden de las paredes y se encuentran suspendidas en la carga de trabajo. Dichas partículas se depositan en las cámaras de combustión cuando el motor trabaja durante prolongado tiempo en regímenes de cargas muy pequeñas y en vacío, pero se separan de las paredes al incrementar la carga. Desde estas partículas incandescentes comienzan a propagarse frentes de llama adicionales y la velocidad de combustión bruscamente aumenta al final de la fase principal. Los tramos de los diagramas indicados, correspondientes a la culminación de la combustión, tienen forma de picos agudos (fig. 64), se elevan las presiones máximas p_z y especialmente los valores de $dp/d\varphi$, que pueden alcanzar 1,0 MPa/°, mientras que para la combustión normal constituyen 0,2 MPa/°.

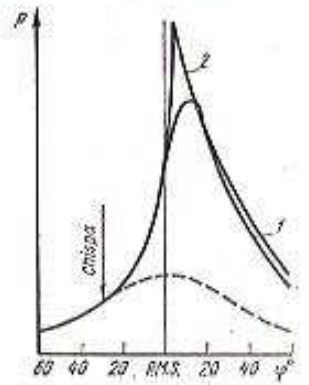


Fig. 64. Diagramas indicados superpuestos de un motor de encendido por chispa:
1 — con combustión normal; 2 — con autoencendido retrasado

Semejante alteración de la combustión en los motores a gasolina, que en la literatura extranjera han obtenido la denominación de «rumbles» (estrépito, estruendo), es característica para los automóviles con motores de gran cilindrada y, por lo tanto, con gran reserva de potencia, los cuales en condiciones de ciudades considerable parte de su tiempo funcionan con cargas muy pequeñas.

Autoencendido por compresión estando el sistema de ignición desconectado. Semejante inflamación aparece con cierta frecuencia en los motores modernos para automóvil y consiste en que éstos continúan a veces durante un tiempo suficientemente largo trabajando en vacío después de desconectar el sistema de ignición. Este fenómeno se explica a veces equivocadamente como si fuera encendido por incandescencia, a pesar de que no tiene nada en común con este último.

Siendo la relación de compresión lo suficiente elevada ($\varepsilon > 8$), al girar el cigüeñal de un motor normalmente calentado, cuya mariposa de gases está casi cerrada (correspondiente al régimen de funcionamiento en vacío) la temperatura de la mezcla carburante al final del proceso de compresión alcanza valores lo suficiente altos como para que pueda producirse la autoinflamación de la mezcla a baja frecuencia de rotación ($n = 300 \ldots 400$ rpm).

El procedimiento radical para eliminar este fenómeno consiste en que simultáneamente con la desconexión de la ignición, deberá tener lugar la interrupción automática del suministro de combustible a través del sistema de vacío.

§ 5. Combustión en los motores Diesel

En los motores Diesel el combustible se inyecta al aire comprimido caliente, cuya temperatura es de 450—550 °C y la presión de 3—4 MPa. En caso de sobrealimentación esta presión puede ser considerablemente mayor y depende de la magnitud de p_k. La alimentación con combustible comienza antes del P.M.S. y puede terminar antes del P.M.S. o después de él.

En la fig. 65 se ilustra un diagrama típico de variación de la presión en un motor Diesel, con cámara de combustión única, en función del ángulo φ. En el mismo gráfico se mustra el carácter de variación, en tiempo de la cantidad x de combustible suministrado a la cámara de combustión, de la velocidad con que se suministra $dx/d\varphi$, de la temperatura media T de los gases, del coeficiente activo de desprendimiento del calor χ y de la velocidad de desprendimiento del calor $d\chi/d\varphi$.

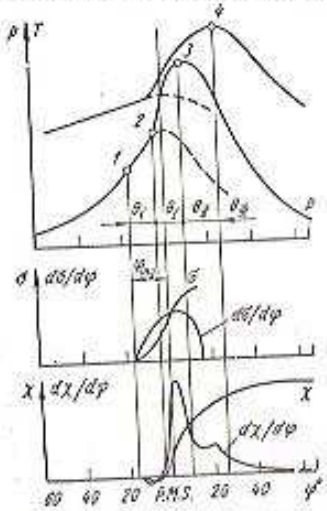


Fig. 65. Tendencias típicas del proceso de combustión en el motor Diesel

La alimentación con combustible comienza en el punto *1*. El ángulo entre el comienzo de la inyección de combustible y el P.M.S. se denomina *ángulo de avance a la inyección* φ_{in}.

Durante cierto tiempo después del comienzo de la inyección, la combustión todavía no empieza; la presión en este período varía, debido a que la compresión continúa desarrollándose, además, la temperatura al principio disminuye un poco y, por lo tanto también la presión del aire comprimido, por efecto del consumo de calor para calentar y evaporar el combustible suministrado. Durante el período indicado se desarrollan las reacciones que transcurren delante del frente de la llama, surgen los primeros focos de autoinflamación y la presión comienza a elevarse como resultado del desprendimiento de calor de la combustión.

El punto *2*, en el cual la línea de elevación de la presión, como consecuencia de la combustión, se separa de la línea de compresión

en ausencia de la inflamación, convencionalmente se adopta como el comienzo de la combustión, mientras que el intervalo de tiempo ϑ_i (en grados de rotación del cigüeñal) entre los puntos *1* y *2* se lo conoce como período de retraso de la inflamación o período de inducción. A causa de la combustión de una parte considerable del combustible evaporado, que ha formado conjuntamente con el aire en este período la mezcla carburante, así como a consecuencia de la combustión del combustible que continúa ingresando a través del inyector, la temperatura y la presión en el tramo *2—3* rápidamente se elevan.

El período ϑ_I, denominado fase de combustión rápida, es el primer período durante el cual se efectúa propiamente el proceso de combustión y que sigue al retraso de la inflamación, representando algo así como la fase preparatoria.

Después de la fase de combustión rápida comienza la fase de combustión decelerada, durante la cual la presión varía insignificantemente. La velocidad de combustión en esta fase se determina en lo fundamental por las velocidades con que se mezclan los vapores del combustible con el aire. El volumen de la cámara de combustión durante la segunda fase sin cesar aumenta debido al movimiento del pistón, en vista de lo cual el punto *4* que corresponde a la temperatura máxima del ciclo (la media en la cámara), se encuentra más a la derecha del punto *3* correspondiente a la máxima presión.

El desprendimiento de calor continúa también después de llegar a la máxima temperatura, por efecto de la combustión retardada. La velocidad del proceso de la combustión residual se determina por la velocidad de difusión y de agitación turbulenta con el aire de los residuos de combustible no quemados que se encontran en el cilindro y de los productos de su combustión incompleta que se han formado en las zonas de sobreenriquecimiento local de la mezcla.

Como instante en que termina la fase de combustión rápida ϑ_I convencionalmente se adopta el punto de presión máxima en el diagrama indicado, mientras que el instante en que finaliza la segunda fase ϑ_{II} de combustión decelerada y comienza la fase de la combustión residual ϑ_{III} se adopta el punto máximo de la temperatura media del ciclo. La fase de la combustión residual puede abarcar una parte considerable de la carrera de expansión. Siendo desfavorables las condiciones de organización del proceso de combustión nunca tiene lugar el desprendimiento íntegro de calor y los gases quemados contienen carbonilla, monóxido de carbono y pequeñas cantidades de productos derivados de la descomposición del combustible líquido.

Las diferencias entre las velocidades de combustión en las fases individuales del proceso se ven con mayor evidencia al examinar la curva $d\chi/d\varphi$. En la fig. 65 se puede ver que durante la primera fase de la combustión los valores de $d\chi/d\varphi$ al principio bruscamente aumentan y después rápidamente disminuyen. Al final de la segunda fase habitualmente se observa de nuevo cierto incremento de $d\chi/d\varphi$,

debido a la turbulencia adicional de la carga al comenzar el pistón su carrera descendente (tiene lugar la aspiración de los gases ardientes hacia los huelgos entre la culata y los bordes del pistón que crecen rápidamente). En la tercera fase de la combustión la velocidad de desprendimiento del calor disminuye sin cesar, además, el proceso difusivo de la combustión residual puede abarcar una parte considerable de la carrera de expansión.

Lo mismo que en los motores de encendido por chispa, la velocidad máxima de crecimiento de la presión en el tramo *2—3* del diagrama indicado caracteriza la «rigidez» del proceso de combustión, que en los motores Diesel, por lo general, es sustancialmente mayor. El funcionamiento del motor Diesel se considera que no es muy rígido si los valores medios de $dp/d\varphi$ en el tramo *2—3* no excede de 0,4 . . . . . 0,5, y los máximos no son mayores de 1,0 MPa/°.

Por lo común, en caso de que el proceso de trabajo está bien organizado y el motor funciona a plena carga, la cantidad de calor que se desprende durante la primera fase de la combustión (hasta el punto de presión máxima), constituye aproximadamente 1/3 del calor total que se podría obtener al quemar el combustible introducido en el cilindro y el coeficiente de desprendimiento activo de calor es de 0,3. En el punto de temperatura máxima, es decir, en el instante en que termina la segunda fase de combustión, el coeficiente de desprendimiento activo alcanza el valor de 0,7 . . . 0,8. La combustión en la tercera fase se caracteriza por la deceleración gradual de la velocidad de desprendimiento de calor, puesto que las condiciones de la combustión residual de la carga se hacen cada vez menos favorables: disminuye la cantidad de oxígeno no consumido, la carga se diluye cada vez más con los productos de combustión, el proceso transcurre incrementándose el volumen y disminuyendo la temperatura y presión. La duración de la fase de combustión residual puede corresponder a 70—80° del ángulo de rotación del cigüeñal respecto al P.M.S. Al transferir una parte considerable del desprendimiento de calor a la carrera de expansión, disminuye sustancialmente la eficacia con que se utiliza el calor desprendido, disminuye la economicidad del motor y se eleva la temperatura de los gases en el escape.

Gran influencia sobre el proceso de combustión en los motores Diesel ejerce el modo de organización del proceso de mezclado del combustible inyectado con el aire caliente que se encuentra comprimido en la cámara de combustión, así como la duración del período de retraso de la inflamación.

Las presiones máximas de combustión y los valores de $dp/d\varphi$ resultan tanto más elevados, cuanto mayor sea la cantidad de combustible que participa en la combustión durante la primera fase. Esta cantidad de combustible queda definida por la duración del retardo a la inflamación y por la ley que rige la alimentación, es decir, por la duración total de la inyección y el carácter de variación de la cantidad de combustible suministrado en función del ángulo φ,

así como también por la intensidad con que se evapora y mezcla el combustible inyectado con el aire.

Cuando la duración del período de retraso es grande, aumenta la cantidad introducida de combustible hacia el instante de su inflamación y simultáneamente mejora la homogeneidad de la mezcla aire-combustible y el grado de su «preparación» química para la autoinflamación de tipo explosivo, en forma similar a la detonación en los motores de encendido por chispa. Por eso, para grandes retrasos de la inflamación, especialmente cuando se utilizan combustibles altamente volátiles, por ejemplo al trabajar los motores Diesel con gasolina, el proceso de inflamación frecuentemente va acompañado de ondas de choque que originan vibraciones de presión (fig. 66).

Sobre la duración del retraso de la inflamación influye toda una serie de factores, a saber: a) las propiedades químicas del combustible, concretamente su inflamabilidad valorada por el número de cetano; b) la temperatura y presión del aire comprimido dentro del cilindro en el instante del comienzo de la inyección de combustible; c) el grado de pulverización del combustible; d) el carácter del movimiento turbulento de la carga; e) la existencia de superficies calientes en la cámara de combustión.

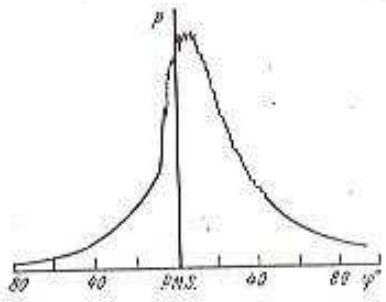


Fig. 66. Diagrama indicado del motor Diesel con oscilaciones muy expresivas de la presión durante la combustión cuando funciona con gasolina

El combustible que ingresa a la cámara después de haberse iniciado la combustión (durante la primera fase y en el comienzo de la segunda), se inflama fundamentalmente como resultado del mezclado de los vapores de combustible con los productos de combustión recalentados y los gases ardientes. En este caso es necesario que los vapores de combustible se mezclen simultáneamente también con suficiente cantidad de aire. Esto se consigue mediante la respectiva combinación del movimiento en torbellino del aire con la dirección del chorro de combustible inyectado. Por ejemplo, se origina un movimiento giratorio (tangencial) del aire, mientras que los chorros de combustible *1* pueden dirigirse radialmente (fig. 67).

Los focos de autoinflamación surgen en las envolturas externas de los chorros de combustible, en el lado opuesto al flujo de aire, donde la concentración de los vapores de combustible es mayor. Luego la llama se propaga siguiendo la superficie de los dardos y también preponderantemente en las partes posteriores. Con esto los productos de combustión son arrastrados por el flujo de aire y las gotas siguientes del combustible inyectado nuevamente encuentran en su re-

corrido aire puro caliente. A medida que dichas gotas se evaporan van formando la mezcla combustible que se inflama como resultado del contacto con la mezcla ardiente, es decir, cerca de cada uno de los chorros de combustible aparecen frentes de llama estacionaria, hacia los cuales por un lado, continuamente se suministra la mezcla carburante nuevamente formada y por otro, salen los productos de combustión (como se muestra con flechas en la fig. 67, *b*).

Existen también otros métodos para organizar los procesos de formación de la mezcla en los motores Diesel que aseguran buena plenitud de la combustión siendo moderados los valores de $dp/d\varphi$ que se analizarán más adelante.

El proceso de combustión en los motores Diesel junto con algunas inconveniencias tiene ventajas sustanciales en comparación con la combustión en los motores de encendido por chispa.

En vista de que el combustible se suministra en el cilindro al final de la carrera de compresión se elimina por completo el peligro del preencendido y prácticamente se elimina la detonación. Aunque

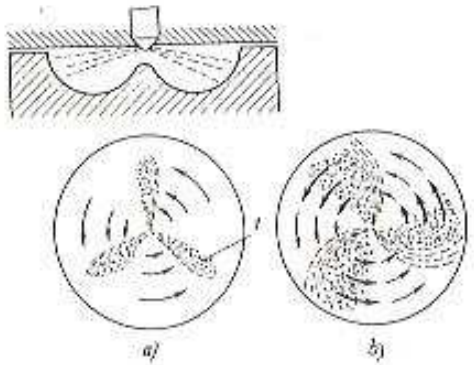


Fig. 67. Desarrollo del proceso de combustión en una cámara de inyección directa con movimiento tangencial del aire:
a — instante en que aparecen los focos primarios de inflamación en las zonas 1; b — desarrollo posterior de la combustión a medida que se vaporizan los chorros de combustible

en algunos casos el proceso de inflamación en los motores Diesel puede ser también explosivo y puede ir acompañado de «golpeteo», debido al efecto del surgimiento de ondas de choque, similares a la detonación sin embargo aquí no existe la tendencia a acentuarse. Siendo elevado el calentamiento de la cámara de combustión del motor Diesel, relacionado con que aumenta la emisión de calor desde los gases calientes a las paredes al aparecer las ondas de choques, se reduce el retraso de la inflamación y el golpeteo se hace mas débil.

Otra ventaja importante de los motores Diesel es la posibilidad prácticamente ilimitada de empobrecer la mezcla (si convencionalmente la mezcla se examina como si estuviera constituida por toda la cantidad de aire y combustible que ingresa al cilindro). Esto permite variar la potencia del motor tan sólo disminuyendo la cantidad de combustible que se inyecta en cada ciclo, sin variar la cantidad de aire, es decir, emplear una regulación puramente cualitativa de la potencia incluso hasta el vacío. A diferencia de los motores de encendido por chispa, la velocidad y plenitud de la combustión en los motores Diesel, a medida de disminuir la cantidad de combustible suministrado en cada ciclo hasta ciertos límites, para los cuales el coeficiente general de exceso de aire $\alpha = 3 \ldots 3{,}5$, no solamente no disminuye, sino que a la inversa, crece. Esto se debe a que el combustible líquido inyectado no le da tiempo a mezclarse con uniformidad con el aire que se encuentra en la cámara de combustión y la mezcla resulta considerablemente más rica en las zonas de combustión.

Siendo pequeño el suministro de combustible en las zonas primarias de combustión no tendrá lugar el sobreenriquecimiento local de la mezcla, por lo que la fracción relativa de combustible, que se quema en forma difusiva, disminuye. La gran plenitud de la combustión, así como el elevado grado de utilización del calor desprendido a pequeñas cargas (como consecuencia del crecimiento de la relación de expansión real de los productos de combustión) son las causas de que los consumos específicos indicados de combustible en los motores Diesel, a diferencia de los motores de encendido por chispa, disminuyan al decrecer la carga. Por otro lado, la existencia de una mezcla no uniforme es la causa de una de las principales desventajas de los motores Diesel, la imposibilidad de obtener una combustión suficientemente completa y sin humos al disminuir α_{tot} más de ciertos límites ($\alpha < 1{,}35 \ldots 1{,}5$), que dependen de las particularidades de la estructura del motor y de su sistema de alimentación con combustible. En este caso la plenitud de combustión disminuye y en los gases de escape aparece humo (carbonilla).

En caso de seguir aumentando el suministro de combustible por ciclo, la potencia del motor Diesel no solamente deja de incrementarse sino que comienza a disminuir, además se intensifica bruscamente la cantidad de humos, puesto que a bajos α_{tot} se dificulta considerablemente la combustión residual, formándose la carbonilla.

Cuando el empobrecimiento de la mezcla es considerable ($\alpha_{tot} > 4$), lo que corresponde a cargas muy pequeñas del motor, la plenitud de la combustión también por lo general disminuye un poco. Esto está relacionado con que el régimen de temperaturas del motor es más bajo, así como con cierto empeoramiento de la calidad de inyección, lo que conduce al crecimiento del retraso de la inflamación y respectivamente a la alteración de las condiciones en que se forma la mezcla. Siendo grande el retraso a una parte considerable de las gotas de combustible les da tiempo a evaporarse y formar zonas uniformes de mezclas sobreempobrecidas, en las cuales la combustión es muy lenta o resulta imposible.

§ 6. Influencia de algunos factores sobre el proceso de combustión en el motor Diesel

Propiedades del combustible. La estructura y la composición química elemental del combustible influyen sustancialmente sobre la duración del período de retraso de la inflamación. Cuanto mayor sea el contenido de hidrocarburos parafínicos en el combustible, tanto mayor será su número de cetano y por consiguiente más corto el período de retraso y más suave el funcionamiento del motor.

En la fig. 68 se muestran tres diagramas indicados superpuestos, obtenidos al trabajar el motor Diesel con diferentes combustibles, manteniendo invariables el instante de comienzo de la inyección y las demás condiciones de trabajo. Si se emplea combustible parafínico el retraso de la inflamación es menor, se observa un crecimiento más suave de la presión y su máximo valor es el más bajo, ya que la mayor parte del combustible se quema en la segunda fase.

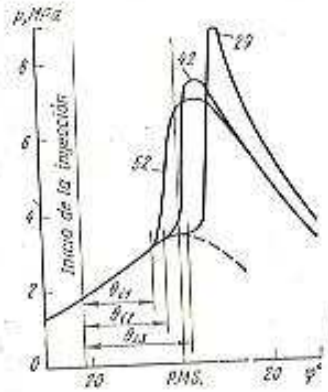


Fig. 68. Influencia que ejerce la variación del retardo de la inflamación sobre la tendencia del diagrama indicado de un motor Diesel en función del número de cetano del combustible

Las propiedades físicas del combustible —su viscocidad, tensión superficial y volatilidad— también influyen sobre el proceso de combustión. Los primeros dos factores influyen sobre la calidad de pulverización, mientras que la volatilidad lo hace sobre la velocidad de formación de la mezcla carburante. La utilización de un combustible más volátil sin variar su número de cetano origina cierta reducción del retraso de la inflamación elevándose simultáneamente las máximas presiones de combustión y los valores de $dp/d\varphi$. Sin embargo, los combustibles ligeros poseen, en la mayoría de los casos, peor inflamabilidad (menor número de cetano), lo que conduce al incremento de θ_i y a un crecimiento aún mayor de los valores de $dp/d\varphi$ y de p_z.

Relación de compresión. A medida que se incrementa la relación de compresión ε se elevan la temperatura y presión del aire en el instante de comienzo de la inyección. Como consecuencia, los retrasos de la inflamación se reducen, la velocidad de crecimiento de la presión disminuye y el funcionamiento del motor es más suave. Sin embargo, para elevados ε las presiones en el cilindro resultan más altas. Por esta razón habrá que incrementar la masa de las piezas del mecanismo biela-manivela para elevar su rigidez, lo que conduce al crecimiento de las pérdidas mecánicas.

Angulo de avance a la inyección del combustible. Cuando el avance a la inyección es grande aumentan los retrasos de la inflamación, ya que la presión y la temperatura del aire en el instante del comienzo de la inyección disminuyen. Respectivamente los valores de p_z y $dp/d\varphi$ bruscamente se elevan por efecto del acumulamiento de gran cantidad de combustible en la cámara de combustión hacia el instante de ignición, así como debido a que gran parte del combustible se quema cerca del P.M.S. a $V \approx$ const. Para pequeños ángulos de avance a la inyección los retrasos de la inflamación disminuyen, el motor funciona más suavemente, pero su potencia y plenitud de combustión decrecen, ya que gran parte del combustible se quema en el proceso de expansión (en la tercera fase). En la fig. 69 se muestran diagramas indicados superpuestos, obtenidos para diferentes ángulos de avance a la inyección φ_{iy} sin variar su duración.

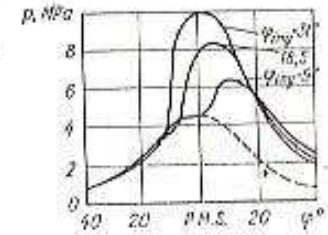


Fig. 69. Diagramas indicados del motor Diesel YaMZ-236 para diferentes ángulos de avance de la inyección φ_{iy} ($n = 1700$ rpm; el suministro cíclico de combustible es constante)

Los ángulos óptimos de φ_{iy} dependen de la estructura del motor, de su régimen térmico, de la relación de compresión, de la presión y temperatura del aire en la entrada del cilindro, de las características de inyección y de la frecuencia de rotación del cigüeñal.

Calidad de la pulverización y duración de la alimentación de combustible. El grado de pulverización mejora al elevar la presión de inyección. Cuando la pulverización es fina se reducen los retrasos de la inflamación, pero disminuye la penetración de los chorros de combustible, lo que en ciertos casos puede empeorar la distribución del combustible entre la masa de aire y, por consiguiente, la plenitud de la combustión.

La duración de la inyección y la ley que rige la alimentación (el carácter de cómo varía la cantidad de combustible suministrado en función del ángulo φ) sustancialmente influyen sobre el desarrollo del proceso de trabajo. Cuando disminuye la duración de la inyección, conservando el mismo suministro por ciclo, el retraso de la inflamación se mantiene aproximadamente invariable, pero la velocidad de crecimiento de la presión aumenta, puesto que en el instante de la inflamación al cilindro llega mayor cantidad de combustible, en vista de lo cual se elevan las presiones máximas de combustión y los valores de $dp/d\varphi$.

Frecuencia de rotación. La variación de la frecuencia de rotación del cigüeñal influye sobre el coeficiente de llenado del cilindro (γ, por consiguiente, sobre la presión del aire al final de la compresión),

la calidad de pulverización del combustible, la intensidad del movimiento en torbellino del aire y sobre el estado térmico de la cámara de combustión.

Al aumentar la frecuencia de rotación la duración absoluta de los retrasos de la inflamación (en milisegundos) se reduce, pero la duración relativa (en grados de rotación del cigüeñal) se acrecienta. Por eso, con la elevación de la frecuencia de rotación generalmente se tiene que incrementar un tanto el ángulo de avance a la inyección.

Al diseñar motores Diesel para que puedan funcionar en una amplia zona de regímenes de velocidad y carga, así como para que utilicen combustibles de mala inflamabilidad, es indispensable adoptar medidas especiales que aseguren alta calidad de los procesos de formación de la mezcla y de combustión en todos los regímenes.

§ 7. Termodinámica del proceso de combustión en los motores

El calor que se desprende durante la combustión de la mezcla aire-combustible dentro del cilindro del motor se consume en calentar el fluido operante y en realizar el trabajo exterior. Parte del calor pasa a las paredes durante el proceso de combustión y en la posterior expansión. Es necesario tener en cuenta que el proceso final de la combustión, por lo general abarca una parte considerable de la carrera de expansión y que cierta cantidad de calor desprendido se consume en la disociación de las moléculas de los productos de combustión a elevadas temperaturas que superan los 2000 K.

Durante la disociación las moléculas triatómicas CO_2 y H_2O se descomponen en otras más simples, formándose simultáneamente cierta cantidad de átomos O, H y radicales OH, así como de NO. El proceso va acompañado de un gasto de energía y la respectiva disminución de temperatura de los productos de combustión, lo que sólo en parte se compensa por el incremento de la cantidad de moles.

Posteriormente, a medida que se van enfriando los gases en el proceso de expansión, se produce la asociación de las moléculas con desprendimiento de calor y simultáneamente termina el proceso de extinción de la mezcla. Sin embargo, el grado de aprovechamiento de esta energía adicional para realizar el trabajo útil resulta menor, ya que la relación de expansión disminuye por efecto de que el pistón, para este instante, alcanza a recorrer cierta parte de su carrera de trabajo.

Como ya se mencionó, las curvas características del desprendimiento activo de calor en función del ángulo φ nos dan una clara idea sobre el desarrollo, en tiempo, del proceso de aprovechamiento del calor de combustión en los motores (véanse las figs. 56 y 65). La variación del coeficiente de desprendimiento activo de calor χ_{x1}, es decir, la parte de este último utilizada en incrementar la energía interna de la carga de trabajo y en realizar trabajo exterior, en función del volumen correspondiente del cilindro V_x, calculado a base de la ecuación (171), caracteriza los procesos de desprendimiento de calor y de emisión de calor a las paredes durante la carrera de trabajo (fig. 70). La superficie rayada en la fig. 70 representa las pérdidas vinculadas a la anticipación de la apertura de la válvula de escape.

A medida que se desarrolla el proceso de combustión la magnitud χ_x aumenta y si no hubiera emisión de calor a las paredes y la combustión fuera completa, entonces en cierto momento, correspondiente a la finalización de la combustión y a la recombinación de las moléculas disociadas, el valor de χ_x alcanzaría el 100%, es decir, $\chi_x = Q$ (como se muestra con la curva de línea en trazos). Debido a la existencia del traspaso de calor, así como a que la combustión de la carga de trabajo en el cilindro en cierta medida es incompleta, en particular en las capas cercanas a las paredes, la curva de desprendimiento activo de calor pasará más abajo. En cierto punto ella alcanzará su máximo valor, correspondiente a la igualdad de las velocidades de desprendimiento de calor y de emisión de calor, después de lo cual los valores de χ_x comienzan a disminuir debido a que prevalece este último fenómeno. El segmento Δq representa toda la cantidad de calor de la combustión no desprendida durante la carrera de trabajo y entregada a las paredes.

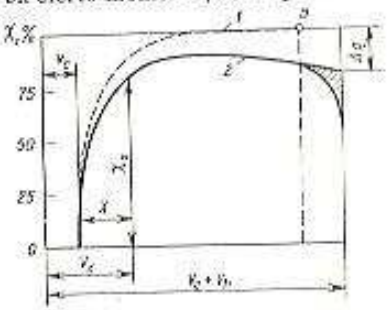


Fig. 70. Carácter aproximado de la variación del coeficiente χ en un motor a gasolina cuando $\alpha \geqslant 1$:
1 — desprendimiento de calor sin transferir calor a las paredes; 2 — desprendimiento activo de calor; 3 — inicio de la apertura de la válvula de escape

Para valores $\alpha \geqslant 1$ $Q = H_u$ (calculando para 1 kg de combustible consumido), cuando $\alpha < 1$ $Q = H_u - (\Delta H_u)_{quím}$. El calor cedido a las paredes al final de la expansión influye poco sobre el trabajo útil total del ciclo. La pérdida principal la constituye el calor transmitido al principio de la carrera de expansión, ya que en este tiempo la diferencia de temperaturas entre los productos de la combustión y las paredes es la máxima.

Realizar el cálculo termodinámico del proceso de trabajo real, tomando en consideración todo el conjunto de pérdidas vinculadas con la combustión incompleta o inoportuna, la disociación y la emisión de calor a las paredes, en la práctica resulta extremadamente complicado. Por eso, para cálculos prácticos aproximados se hace una serie de suposiciones.

En caso de motores de carburador se supone que la combustión se efectúa instantáneamente a volumen constante de la cámara de

combustión V_c, es decir, la curva real de la elevación de presión en el diagrama indicado durante el proceso de combustión es reemplazada por la isócora cz (fig. 71). Al hacer esto los gases no efectúan

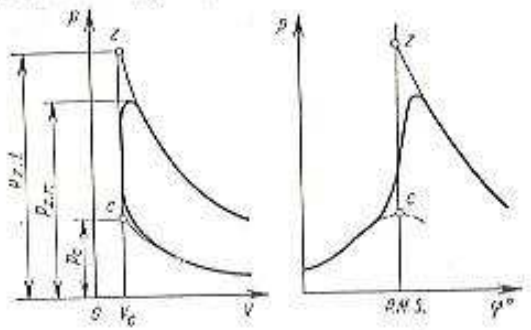


Fig. 71. Líneas de combustión en los diagramas indicados de un motor de encendido por chispa

trabajo exterior en el período de la combustión y todo el calor desprendido se consume solamente en incrementar su energía interna.

Para los motores Diesel, en los cuales la combustión al principio se desarrolla rápidamente, pero luego decelera velozmente, la curva compleja de variación de la presión en el diagrama indicado durante

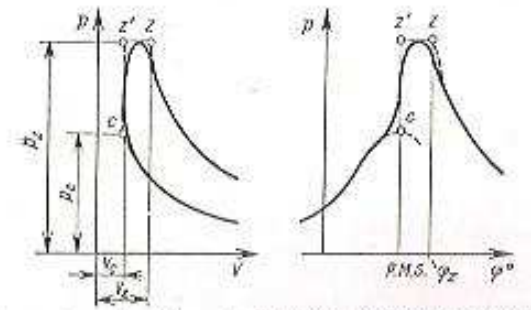


Fig. 72. Líneas de combustión en los diagramas indicados de un motor Diesel: líneas llenas — proceso real; líneas de trazos — ciclo con suministro mixto de calor

el período de combustión se sustituye por dos rectas: la isócora cz' y la isobárica $z'z$ (fig. 72), es decir, se analiza el ciclo con suministro mixto de calor. Aquí durante el período de la combustión visible (tramo $z'z$) se efectúa el trabajo $l_{z'z} = p_z (V_z - V_{z'})$.

En cualquier caso (siendo la combustión a $V = \text{const}$ o en el ciclo mixto) las pérdidas totales de calor, debidas a la combustión

incompleta e inoportuna, así como a la disociación y a la emisión de calor a las paredes son consideradas por el coeficiente de aprovechamiento del calor de combustión ξ_z, determinado experimentalmente. Para 1 kg de combustible, según el primer principio de la termodinámica, tendremos:

$$\xi_z H_u = U_z - U_c + l_{z'z}. \tag{172}$$

Para el caso del ciclo con suministro mixto de calor esta ecuación puede escribirse en forma desarrollada, utilizando las designaciones introducidas anteriormente:

$$\xi_z H_u = (M_2 + M_r) U_z^* - M_1 U_c - M_r U_c^* + l_{z'z},$$

donde U_z^* y U_c^* son la energía interna de 1 kmol de productos de la combustión a la temperatura en los puntos z y c respectivamente; U_{c1} la energía interna de 1 kmol de carga fresca en el punto c: M_1, M_r, M_2, la cantidad (en kmol) de carga fresca, gases residuales y productos de la combustión respectivamente por 1 kg de combustible introducido al motor.

El trabajo que efectúan los gases en el tramo $z'z$ durante el período de la combustión será

$$l_{z'z} = p_z V_z - p_{z'} V_{c'}. \tag{173}$$

Puesto que $p_{z'} = \lambda p_c$, entonces

$$l_{z'z} = p_z V_z - \lambda p_c V_{c'}. \tag{174}$$

Utilizando la ecuación característica de los gases ideales, referida a 1 kmol de gas $pV = 8314\,T$, el trabajo producido se puede expresar (en J) a través de la cantidad de fluido operante y de la temperatura de éste antes y después de la combustión:

$$l_{z'z} = 8314\,[(M_2 + M_r)\,T_z - \lambda\,(M_1 + M_r)\,T_c]. \tag{175}$$

Después de sustituir la expresión (175) en la ecuación (172) y de algunas transformaciones obtenemos

$$\xi_z H_u + M_1 U_c + M_r U_c^* + 8314\,(M_1 + M_r)\,\lambda T_c = (M_2 + M_r)\,U_z^* + 8314\,(M_2 + M_r)\,T_z, \tag{176}$$

Considerando que $M_r/M_1 = \gamma_r$ y $M_2 + M_r/(M_1 + M_r) = \mu_r$ (donde μ_r es el coeficiente real de variación molecular), se puede presentar la ecuación (176) en una forma más cómoda

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^*}{1 + \gamma_r} + 8314 \lambda T_c = \mu_r\,(U_z^* + 8314 T_z). \tag{177}$$

En caso de motores a gasolina y a gas de encendido por chispa, para los cuales se supone que la combustión se realiza a $V = \text{const}$, y, consiguientemente, $l_{z'z} = 0$, la ecuación (177) adquiere una forma más simple

$$\frac{\xi_z H_u}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^*}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z^*. \tag{178}$$

Siendo $\alpha < 1$ (el motor funciona con una mezcla enriquecida), parte del calor al quemar el combustible no se utiliza debido a que por falta de oxígeno la combustión será incompleta. Para este caso, en lugar de H_u en la ecuación (178) es necesario poner $H_u - (\Delta H_u)_{quím}$, después de lo cual la ecuación de combustión a $V = \text{const}$ adquiere la siguiente forma:

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{quím}]}{(1+\gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1+\gamma_r} = \mu_z U_z'', \qquad (179)$$

donde $(\Delta H)_{quím}$ se calcula conforme a la ecuación (108), que es apta para los motores de carburador y con inyección de combustible ligero.

La ecuación de combustión para los motores a gas difiere de la ecuación (178) en que en ella el calor de combustión del carburante deberá ser referido no a 1 kg sino a 1 kmol de combustible gaseoso. Por eso, en el miembro que contiene H_u se introduce el volumen de un mol, igual a 22,4 m³ a 0 °C y a la presión de 0,1 MPa. La ecuación (178) entonces puede presentarse así (con la condición de que $\alpha \geq 1$):

$$\frac{22{,}4\xi_z H_u}{(1+\gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1+\gamma_r} = \mu_z U_z''. \qquad (180)$$

A partir de las ecuaciones (177)—(180), denominadas ecuaciones de combustión, se determina la temperatura máxima del ciclo T_z.

En el ciclo con suministro mixto de calor, para calcular T_z recurriendo a la ecuación (177) es necesario fijar el grado de elevación de la presión $\lambda = p_z/p_c$, partiendo del valor máximo tolerable de p_z.

Para calcular los calores específicos y las energías internas del aire y de los productos de combustión, que son indispensables al determinar T_z, hay que utilizar los datos mostrados en las tablas 6—9. La temperatura de combustión T_z se calcula aplicando el método de interpolación (véanse los ejemplos de cálculo térmico que se dan en los apéndices).

La ecuación característica de los gases ideales da la posibilidad de expresar la relación entre los parámetros del fluido operante al principio y al final de la combustión tomando en consideración la variación del número de moles:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \qquad (181)$$

Para el ciclo con combustión a $V = \text{const}$ el grado de elevación de la presión durante la combustión $\lambda = \mu_z \frac{T_z}{T_c}$ y correspondientemente la presión máxima del ciclo obtenida a través del cálculo:

$$p_{z\,cal} = \lambda p_c. \qquad (182)$$

Para el ciclo con suministro mixto de calor el grado de expansión preliminar en el proceso de combustión $\rho = V_z/V_c$, entonces

$$\lambda\rho = \mu_z \frac{T_z}{T_c}. \qquad (183)$$

El coeficiente de aprovechamiento del calor ξ_z se fija basándose en los resultados experimentales en correspondencia con el tipo de motor, su rapidez, condiciones de refrigeración y particularidades estructurales de las cámaras de combustión. Este coeficiente depende de los regímenes de carga y velocidad del motor. Los valores bajos de ξ_z indican no sólo una fuerte emisión de calor a las paredes, sino también un considerable tiempo que abarca la extinción de la combustión en el proceso de expansión. A continuación vienen expuestos los límites de variación del coeficiente ξ_z cuando los motores funcionan a plena carga:

Motores de carburador	0,85—0,90
Motores Diesel	0,70—0,85
Motores a gas	0,80—0,85

El cálculo de las temperaturas y presiones máximas del ciclo de trabajo en los motores de encendido por chispa, suponiendo que la combustión se efectúa instantáneamente a $V = \text{const}$, nos da valores más elevados que los observados en la práctica. En realidad el proceso de combustión tiene cierta duración y siempre abarca una pequeña parte del proceso de expansión, por eso las temperaturas máximas del ciclo corresponden a un volumen de la cámara de combustión un poco mayor que V_c y resultan menores que las calculadas. Considerando esto, la parte superior del diagrama indicado resultará redondeada (véase la fig. 71).

Los valores reales de las presiones máximas en los cilindros de los motores a gasolina y a gas son necesarios para poder realizar los cálculos dinámicos y de resistencia mecánica y se determinan multiplicando los valores calculados de $p_{z\,cal}$, obtenidos a base de la fórmula (182), por un coeficiente empírico de disminución de la presión φ_z, que toma en consideración el aumento del volumen de la cámara de combustión en el instante en que se alcanza la máxima presión, es decir,

$$p_{z\,r} = \varphi_z p_{z\,cal}. \qquad (184)$$

El coeficiente φ_z generalmente se adopta igual a 0,85. La presión máxima en el ciclo con suministro mixto de calor queda definida por la magnitud del grado de elevación de la presión λ, que generalmente se encuentra entre los límites de 1,4—2,2. Los mayores valores de λ son propios para los motores con cámaras de combustión simples o semiseparadas; los valores menores corresponden a los motores con cámaras separadas, así como a aquellos donde la formación de la mezcla es pelicular. La diferencia de la parte superior del diagrama indicado real del motor Diesel con respecto al calculado, para el ciclo con suministro mixto de calor, se reduce a que en el primero aparecen redondeamientos (fig. 72).

CAPÍTULO VII

Procesos de expansión y escape

§ 1. Proceso de expansión

En el proceso de expansión (carrera de trabajo) se produce el trabajo mecánico a cuenta de la energía térmica que se desprende durante la combustión del carburante. En el ciclo real la carrera de trabajo empieza durante la combustión (punto c', fig. 73) y termina cuando comienza el proceso de escape de los gases quemados. Al calcular el ciclo se admite que el proceso de expansión comienza en el punto z siendo máximos los valores calculados de p_z y T_z (en el motor de encendido por chispa $V_z = Vp_i$ en el Diesel $V_z = \rho V_c$). Se considera que en el ciclo de cuatro tiempos el proceso termina en el P.M.I. (punto b, sino se tiene en cuenta la previa apertura de la válvula de escape).

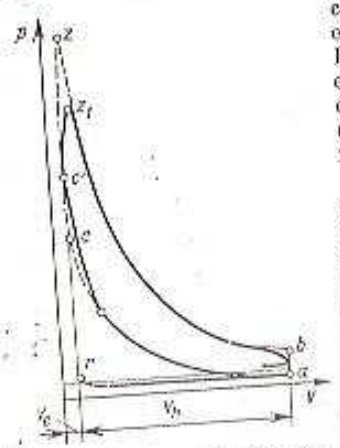


Fig. 73. Proceso de expansión en un motor de encendido por chispa

Al principio del proceso de expansión continúa la intensa combustión del carburante. La temperatura del gas, calculada a partir del diagrama indicado, alcanza su mayor valor en el proceso de expansión a la derecha del punto $p_{máx}$. Esto indica que en dicho período (en el tramo estudiado del diagrama hasta el punto $T_{máx}$) se desprende calor intensamente.

Simultáneamente, a consecuencia de la gran diferencia de temperaturas $T - T_{m.p}$ ($T_{m.p}$ es la temperatura media de la superficie que limita el volumen de trabajo del cilindro), así como de la gran velocidad de movimiento de los gases, se transmite intensamente calor desde el gas a las paredes de la culata, cilindro y cara del pistón.

En el comienzo del proceso de expansión (desde el punto c' hasta el punto $p_{máx}$), cuando la combustión se realiza con un desprendimiento intenso de calor y una brusca elevación de la presión, el exponente politrópico n_2 (línea de trazos en la fig. 74) tiene valor negativo, llegando a ser nulo en el punto $p_{máx}$. En el tramo comprendido entre $p_{máx}$ y $T_{máx}$ el exponente n_2 pasa a ser positivo y en el punto $T_{máx}$ es $n_2 = 1$. Determinar el exponente a partir del diagrama indicado en el tramo hasta $T_{máx}$ prácticamente es imposible.

En vista de las dificultades que aparecen al determinar los valores

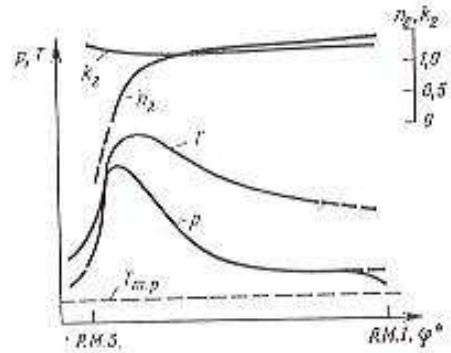


Fig. 74. Variación de los exponentes adiabático k_2 y politrópico n_2 durante el proceso de expansión

variables del exponente n_2, que sirvan para calcular los parámetros al final del proceso de expansión, se utilizan valores promedios de los exponentes n_2.

Para el proceso politrópico, siendo el exponente medio n_2 en el motor Diesel, la presión y temperatura al final de la expansión en el punto b (véase la fig. 73) se determinan acorde con las fórmulas

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2} = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}}; \qquad (185)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}. \qquad (186)$$

Para el caso de un motor de encendido por chispa $\delta = \varepsilon$, por lo tanto

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}}; \qquad (187)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}, \qquad (188)$$

§ 2. Influencia que ejercen diferentes factores sobre el exponente politrópico de expansión

Del análisis presentado anteriormente sobre el desarrollo del proceso de expansión se deduce que el exponente politrópico de expansión n_2 se determina por la influencia conjunta de una serie de factores. Por eso, la magnitud de n_2 se debe elegir considerando los resultados experimentales que se tienen y que han sido obtenidos durante la investigación de motores análogos.

La influencia de la calidad del desarrollo del proceso de combustión se determina por la velocidad con que quema el combustible en la fase principal. Al arder gran cantidad de combustible en esta fase los valores de p_z y T_z se incrementan, la fracción de combustible que se extingue disminuye en el proceso de expansión y el exponente politrópico n_2 crece. Semejante desarrollo del proceso es el más conveniente, ya que se logra el mayor aprovechamiento de calor.

Cuando se eleva la frecuencia de rotación disminuye el tiempo durante el cual tiene lugar el intercambio térmico de los gases con

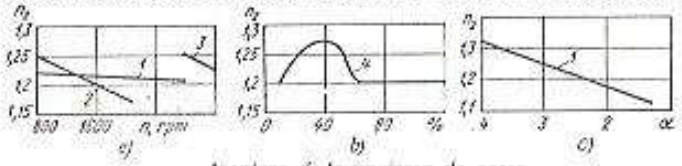


Fig. 75. Variación del exponente politrópico de expansión n_2 en función de la velocidad de rotación y de la carga:
1 — motor Diesel rápido; 2 — motor Diesel YaMZ-238; 3 — motor de carburador ZIL-130; 4 — motor de carburador

las paredes y sus fugas a través de las faltas de estanquidad. Al mismo tiempo, al aumentar la frecuencia de rotación crece la velocidad de combustión (véase el cap. VI), pero este crecimiento no siempre compensa de manera completa la reducción del tiempo durante el cual se realizan todas las fases de la combustión. Por eso, la duración de la fase de la combustión residual, expresada a través del ángulo de rotación del cigüeñal, se incrementa, lo que es especialmente típico para los motores Diesel.

La influencia conjunta de todos los factores indicados no conlleva a una función unívoca de n_2 respecto a la frecuencia de rotación. En la mayoría de los motores investigados (fig. 75, *a*) se observa cierta disminución de n_2 a medida que aumenta el régimen de velocidad, esto se explica por la prevaleciente influencia de la disminución de la emisión de calor al ambiente exterior, así como por la fuga de los gases. Sin embargo, hay casos cuando al aumentar la frecuencia de rotación el exponente n_2 casi no varía (curva *1*) o incluso se eleva.

Si en un motor de carburador se incrementa la carga se elevan la presión y la temperatura al final del proceso de compresión. Simultáneamente varía la composición de la mezcla, la cantidad relativa de gases residuales y el ángulo de avance al encendido. La influencia conjunta de los factores indicados sobre el desarrollo del proceso de combustión y el intercambio calorífico de los gases con las paredes conduce a que n_2 en los motores investigados varía solamente en la zona de pequeñas cargas (fig. 75, *b*). En el motor Diesel a medida que aumenta la carga (disminución de α) se eleva la cantidad de combustible inyectado, lo que conduce a mayor duración de la fase de la combustión residual, como consecuencia de lo cual n_2 disminuye (curva *1*, fig. 75, *c*). La influencia que ejercen las dimensiones del cilindro sobre n_2 está relacionada con la variación de la magnitud relativa de la superficie de transmisión de calor. Aumentando las dimensiones del cilindro, siendo la relación S/D constante, la superficie de transmisión de calor por cada unidad de volumen disminuye, lo que a igualdad de las demás condiciones conlleva a la disminución de n_2. La misma influencia sobre n_2 la ejerce la disminución de la relación S/D manteniendo constante V_h.

Los valores de los parámetros del proceso de expansión para los motores de cuatro y dos tiempos (para la carga nominal) se exponen a continuación:

	n_2	p_b, MPa	T_b, K
Motor de carburador	1,23—1,30	0,35—0,50	1200—1500
Motor Diesel	1,18—1,28	0,20—0,40	1000—1200

§ 3. Proceso de escape

En el motor de cuatro tiempos desde el instante de apertura de la válvula de escape en el punto *l* (fig. 76) hasta cierto valor de la presión, igual al crítico p_{cr}, el escape de los gases quemados tiene lugar a velocidad crítica (600—700 m/s) y va acompañado de un ruido estridente. Durante este período, que acaba cerca del P.M.I., se expulsa del cilindro del motor el 60—70 % de los gases quemados, disminuyendo la presión en el mismo. Cuando el émbolo se desplaza hacia el P.M.S. los gases quemados siguen expulsándose, pero a una velocidad que constituye de 200 a 250 m/s.

El trabajo consumido para expulsar los gases quemados, así como también el grado de barrido del cilindro, dependen de las fases del proceso de escape. Del diagrama indicado mostrado en la fig. 76 se desprende que, siendo la apertura de la válvula (punto *l'*) excesivamente temprana, el trabajo de expansión perdido, determinado por el área *l'bb'*, resulta excesivamente grande y no se compensará por la disminución del trabajo absoluto gastado para la expulsión.

La apertura de la válvula de escape en el punto *l''* resulta retardada. Aunque en este caso las pérdidas del trabajo de expansión (área *l''bb''*) son menores, sin embargo, para empujar los gases quemados en el tramo *b''r''* se consume un gran trabajo y el barrido de

ellos del cilindro empeora. El instante de apertura de la válvula de escape (punto *b*) se elige experimentalmente.

En la fig. 76 se muestra con línea llena un tramo del diagrama indicado para las fases en las cuales se consiguen los mejores índices del motor.

La calidad de soplado del cilindro se puede elevar utilizando el movimiento ondulatorio de los gases en el tubo de escape (véase el cap. XI) o mediante el barrido del cilindro en el período de traslapo de válvulas (en los motores sobrealimentados).

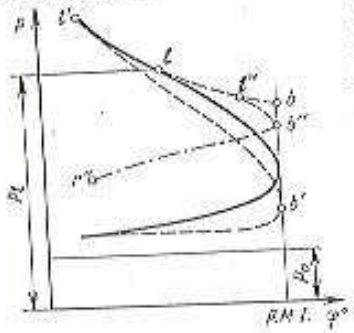


Fig. 76. Tramo del diagrama indicado que caracteriza el proceso de escape en un motor de cuatro tiempos

El cambio de presión en el cilindro durante el escape depende de las condiciones que tenga el proceso de intercambio de gases. Cuando el motor funciona sin sobrealimentación el diagrama indicado tiene la forma que se muestra en la fig. 77, *a*. La línea que caracteriza el proceso de escape está situada por encima de la línea del proceso de admisión y el primer período del escape a velocidad crítica de salida del flujo termina cerca del P.M.I. Al haber sobrealimentación, en función de la relación p_k/p_0 (p_0 es la presión en el sistema de escape), son posibles los casos cuando el período del escape a velocidad crítica continúa cierto tiempo durante el movimiento del pistón

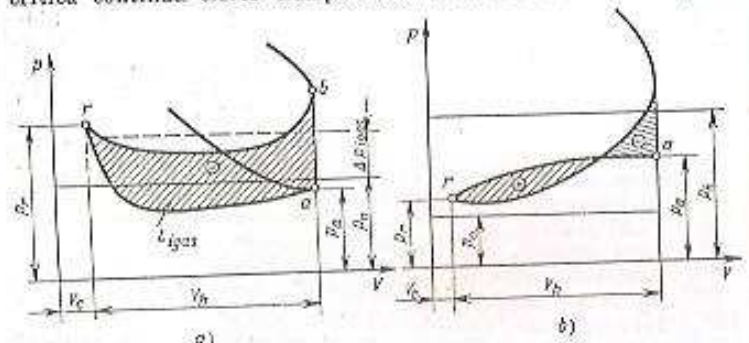


Fig. 77. Desarrollo del proceso de escape en un motor de cuatro tiempos: *a* — cuando $p_r > p_0$; *b* — cuando $p_r < p_0$

hacia el P.M.S. y la línea de admisión (fig. 77, *b*) estará situada para la mayor parte de la carrera del pistón por encima de la línea de escape.

Al disminuir la carga del motor reduciendo la sección de paso de la mariposa, en el instante en que se abre la válvula de escape la presión será menor. Esto influye sobre el desarrollo del escape durante el primer período. Cuando el émbolo se desplaza hacia el P.M.S. la tendencia de cambio de la presión y su valor, bajo el cual transcurre el proceso de escape, prácticamente no varían.

La temperatura de los gases quemados depende de la carga y del régimen de velocidad del motor. Al elevar la frecuencia de rotación y la carga sube la temperatura de los gases quemados.

Para disminuir el ruido en los motores de automóviles, en el sistema de escape se monta un silenciador que crea resistencias adicionales en la salida (véase el cap. X). La estructura del silenciador y de todo el sistema de escape deberá elegirse de tal manera que durante la supresión del ruido las pérdidas hidráulicas sean mínimas. En ciertos casos la estructura del sistema de escape se elige tomando en consideración la obtención de una carga adicional en el cilindro al utilizar la sobrealimentación inercial.

§ 4. Componentes tóxicos en los productos de combustión que se expulsan a la atmósfera. Métodos para neutralizarlos

Como resultado de las reacciones químicas de los hidrocarburos del carburante con el aire, además de los componentes principales de los productos de la combustión completa, se forma una serie de elementos tóxicos. Su estructura y cantidad dependen de la forma cómo se realice el proceso de preparación de la mezcla aire-combustible y de su combustión en el espacio de la cámara de combustión.

El empleo de todos los métodos conocidos para obrar sobre el proceso de formación de la mezcla y la combustión, considerablemente disminuye el contenido de los componentes tóxicos en los gases de escape, sin embargo, resulta imposible liquidarlos por completo.

Además de los componentes tóxicos de los gases quemados en los motores de encendido por chispa se expulsan a la atmósfera los gases del cárter, así como los vapores de gasolina desde el tanque y el carburador, lo que incrementa la cantidad de hidrocarburos arrojados a la atmósfera. En la tabla 13 vienen insertados los resultados del desprendimiento específico de los componentes tóxicos en los gases de escape, calculados para 1 kW·h y en porcentaje, cuando el motor funciona en el régimen nominal.

Si por condiciones de servicio es necesario disminuir considerablemente la toxicidad de los gases quemados, se emplean dispositivos adicionales que neutralizan ciertos elementos tóxicos en el sistema de escape. Estos dispositivos se instalan en lugar de los silenciadores y cumplen simultáneamente sus funciones. Al emplear dichos dispositivos en cierta medida aumenta la resistencia en el escape, lo que conduce a una elevación del trabajo que se gasta en el intercam-

bio de gases y como consecuencia a un mayor consumo de combustible. Se tienen dos tipos de dispositivos: el primero está destinado a captar las sustancias nocivas; el otro, a neutralizarlas. Se conocen los siguientes tipos de neutralizadores: térmicos, catalíticos, líquidos y combinados.

Los neutralizadores térmicos son cámaras de reacción en las cuales tiene lugar la postcombustión de los productos intermedios CO y C_xH_y hasta obtener los productos finales: CO_2 y H_2O.

Los neutralizadores térmicos han obtenido cierta aplicación en los motores de encendido por chispa. Cuando el motor funciona con

13. Contenido específico de sustancias nocivas en los gases de escape

Sustancias	En g/(kW·h)			En % volumétrico	
	Motores de carburador	Diesel de cuatro tiempos	Diesel de dos tiempos	Motores de carburador	Diesel
Monóxido de carbono	70—180	4,0—5,5	11	Hasta 6	Menos de 0,2
Oxidos de nitrógeno (recontándolos a N_2O_5)	27	12—16	19	0,5	0,25
Hidrocarburos (recontándolos a C)	14—140	2,0—4,0	8,0	0,05	Menos de 0,01
Aldehídos (recontándolos a acroleína)	3,5	0,14—0,2	0,34	0,03	0,002
Anhídrido sulfuroso	0,28	0,95	1,0	0,008	0,03
Benzipireno	0,02 [1]	0,0014—0,002 [1]	0,0014 [1]	—	—
Carbonilla	0,4	1,4—2,0	1,22	0,05	0,25

[1] En mg/(kW·h).

mezcla rica ($\alpha < 1$) deberá introducirse aire al neutralizador. La cantidad de aire introducido se regula en correspondencia con el régimen de funcionamiento del motor.

En los neutralizadores térmicos el contenido de óxidos de nitrógeno en los gases de escape no disminuye.

La efectividad del sistema de neutralización térmica en el sentido de disminuir la cantidad de CO y C_xH_y no varía hasta los 160 mil km de recorrido vehicular. La existencia de componentes de plomo en los gases quemados no influye sobre la eficacia de funcionamiento del neutralizador térmico. La duración del funcionamiento de las piezas del neutralizador en caso de utilizar gasolina etilada, disminuye.

Los neutralizadores catalíticos difieren en que en ellos se pueden realizar reacciones de oxidación, cuyas velocidades en presencia del catalizador bruscamente se elevan. Esto permite culminar las reacciones del CO y C_xH_y hasta obtener productos de combustión completa. Al emplear catalizadores especiales se pueden realizar reacciones de reducción que son necesarias para descomponer el NO_x en sus sustancias iniciales O_2 y N_2.

Los componentes tóxicos en los productos de la combustión en los motores de encendido por chispa y Diesel no son los mismos, lo que deberá tenerse en cuenta al elegir para dichos motores los neutralizadores catalíticos.

En los motores de encendido por chispa se deben emplear neutralizadores complejos. En este caso se utiliza un neutralizador biescalonado, en cuyo primer escalón se produce la reacción de reducción que permite disminuir el contenido de NO_x. Antes de introducir el gas en el segundo escalón —el de oxidación— a éste se suministra aire. Para que la reacción de reducción transcurra con eficacia es necesario que la composición de la mezcla en el motor sea cercana a la estequiométrica, ya que al empobrecer la mezcla ($\alpha > 1{,}05$) en el reactor se forma un medio oxidante, para el cual bruscamente disminuye la efectividad de reducción del NO_x.

En el escalón de reducción del reactor se emplean catalizadores de aleación a base de cobre-níquel sin portador y de platino con portador (alúmina). Para los escalones de oxidación del neutralizador se emplean metales nobles y óxidos de metales de transición.

La desventaja sustancial de los neutralizadores catalíticos consiste en que es prácticamente imposible utilizarlos cuando el motor funciona con gasolina etilada. La presencia de plomo en los gases de escape rápidamente (durante 100—200 h de trabajo del motor) desactiva el catalizador.

En los motores Diesel, puesto que funcionan siempre con exceso de aire en la mezcla, el contenido de monóxido de carbono en los productos de la combustión constituye fracciones de un por ciento y por lo tanto fácilmente se neutraliza en el catalizador. La atención principal, al utilizar el neutralizador catalítico en el motor Diesel, se presta a la neutralización de los óxidos de nitrógeno. Para descomponer los óxidos de nitrógeno es necesario crear un medio reductor antes de que el gas ingrese al catalizador. En caso de que al catalizador, junto con los productos de la combustión, entre carbonilla la efectividad de su funcionamiento disminuye. Por eso se instala delante del catalizador un captador de negro de carbón o periódicamente se quema la carbonilla en el catalizador. Los neutralizadores catalíticos comienzan a actuar solamente después de calentarlos hasta la correspondiente temperatura.

En la fig. 78 se muestran los resultados obtenidos al investigar la eficacia de aplicación de un neutralizador catalítico en un motor de carburador. El coeficiente α antes del neutralizador constituía 1,05—1,1. La concentración inicial de CO era de 3—4 %; la de C_xH_y, 0,35—0,28 %. En calidad de catalizador se utilizó platino. El grado de soplado se determinó acorde con la ecuación $\eta_s = (C_i' - C_i'')/C_i'$ (donde C_i' y C_i'' son los contenidos del componente tóxico antes y después del catalizador, respectivamente).

bio de gases y como consecuencia a un mayor consumo de combustible. Se tienen dos tipos de dispositivos: el primero está destinado a captar las sustancias nocivas; el otro, a neutralizarlas. Se conocen los siguientes tipos de neutralizadores: térmicos, catalíticos, líquidos y combinados.

Los neutralizadores térmicos son cámaras de reacción en las cuales tiene lugar la postcombustión de los productos intermedios CO y C_xH_y hasta obtener los productos finales: CO_2 y H_2O.

Los neutralizadores térmicos han obtenido cierta aplicación en los motores de encendido por chispa. Cuando el motor funciona con

13. Contenido específico de sustancias nocivas en los gases de escape

Sustancias	En g/(kW·h)			En % volumétrico	
	Motores de carburador	Diesel de cuatro tiempos	Diesel de dos tiempos	Motores de carburador	Diesel
Monóxido de carbono	70—180	4,0—5,5	11	Hasta 6	Menos de 0,2
Oxidos de nitrógeno (recontándolos a N_2O_5)	27	12—19	19	0,5	0,25
Hidrocarburos (recontándolos a C)	14—140	2,0—4,0	8,0	0,05	Menos de 0,01
Aldehídos (recontándolos a acroleína)	3,4	0,14—0,2	0,34	0,03	0,002
Anhídride sulfuroso	0,28	0,95	1,0	0,008	0,03
Benzipireno	0,02 [1]	0,0014—0,002 [1]	0,0014 [1]	—	—
Carbonilla	0,4	1,4—2,0	1,22	0,05	0,25

1) En mg/(kW·h).

mezcla rica ($\alpha < 1$) deberá introducirse aire al neutralizador. La cantidad de aire introducido se regula en correspondencia con el régimen de funcionamiento del motor.

En los neutralizadores térmicos el contenido de óxidos de nitrógeno en los gases de escape no disminuye.

La efectividad del sistema de neutralización térmica en el sentido de disminuir la cantidad de CO y C_xH_y no varía hasta los 160 mil km de recorrido vehicular. La existencia de componentes de plomo en los gases quemados no influye sobre la eficacia de funcionamiento del neutralizador térmico. La duración del funcionamiento de las piezas del neutralizador en caso de utilizar gasolina etilada, disminuye.

Los neutralizadores catalíticos difieren en que en ellos se pueden realizar reacciones de oxidación, cuyas velocidades en presencia del catalizador bruscamente se elevan. Esto permite culminar las reacciones del CO y C_xH_y hasta obtener productos de combustión completa. Al emplear catalizadores especiales se pueden realizar reacciones de reducción que son necesarias para descomponer el NO_x en sus sustancias iniciales O_2 y N_2.

Los componentes tóxicos en los productos de la combustión en los motores de encendido por chispa y Diesel no son los mismos, lo que deberá tenerse en cuenta al elegir para dichos motores los neutralizadores catalíticos.

En los motores de encendido por chispa se deben emplear neutralizadores complejos. En este caso se utiliza un neutralizador biescalonado, en cuyo primer escalón se produce la reacción de reducción que permite disminuir el contenido de NO_x. Antes de introducir el gas en el segundo escalón —el de oxidación— a éste se suministra aire. Para que la reacción de reducción transcurra con eficacia es necesario que la composición de la mezcla en el motor sea cercana a la estequiométrica, ya que al empobrecer la mezcla ($\alpha > 1{,}05$) en el reactor se forma un medio oxidante, para el cual bruscamente disminuye la efectividad de reducción del NO_x.

En el escalón de reducción del reactor se emplean catalizadores de aleación a base de cobre-níquel sin portador y de platino con portador (alúmina). Para los escalones de oxidación del neutralizador se emplean metales nobles y óxidos de metales de transición.

La desventaja sustancial de los neutralizadores catalíticos consiste en que es prácticamente imposible utilizarlos cuando el motor funciona con gasolina etilada. La presencia de plomo en los gases de escape rápidamente (durante 100—200 h de trabajo del motor) desactiva el catalizador.

En los motores Diesel, puesto que funcionan siempre con exceso de aire en la mezcla, el contenido de monóxido de carbono en los productos de la combustión constituye fracciones de un por ciento y por lo tanto fácilmente se neutraliza en el catalizador. La atención principal, al utilizar el neutralizador catalítico en el motor Diesel, se presta a la neutralización de los óxidos de nitrógeno. Para descomponer los óxidos de nitrógeno es necesario crear un medio reductor antes de que el gas ingrese al catalizador. En caso de que al catalizador, junto con los productos de la combustión, entre carbonilla la efectividad de su funcionamiento disminuye. Por eso se instala delante del catalizador un captador de negro de carbón o periódicamente se quema la carbonilla en el catalizador. Los neutralizadores catalíticos comienzan a actuar solamente después de calentarlos hasta la correspondiente temperatura.

En la fig. 78 se muestran los resultados obtenidos al investigar la eficacia de aplicación de un neutralizador catalítico en un motor de carburador. El coeficiente α antes del neutralizador constituía 1,05—1,1. La concentración inicial de CO era de 3—4 %; la de C_xH_y, 0,35—0,28 %. En calidad de catalizador se utilizó platino. El grado de soplado se determinó acorde con la ecuación $\eta_s = (C_i' - C_i'')/C_i'$ (donde C_i' y C_i'' son los contenidos del componente tóxico antes y después del catalizador, respectivamente).

En los catalizadores líquidos los gases quemados pasan a través de una capa de líquido, en la cual en función de su composición se enlazan o bien se disuelven los componentes tóxicos. Los catalizadores líquidos absorben fundamentalmente los aldehídos, parcialmente, los óxidos de nitrógeno, y captan el negro de carbón. El proceso se realiza a temperatura relativamente baja (40—80 °C).

En vista de que en los neutralizadores líquidos la neutralización de los óxidos de nitrógeno resulta limitada, ellos se utilizan solamente en los motores Diesel, además en la mayoría de los casos en combinación con otros sistemas de neutralización.

Existen diversas combinaciones de los métodos de neutralización citados anteriormente, además algunos de ellos incluyen también procedimientos que influyen sobre el proceso de combustión para disminuir la formación de productos tóxicos.

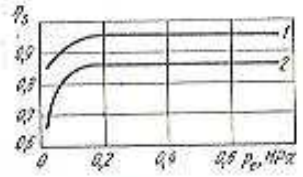


Fig. 78. Variación del grado de soplado η_s en función de la carga del motor:

1 y 2 — grados de soplado de CO y C_xH_y respectivamente; $n = 3000$ rpm (los experimentos se realizaron en el Laboratorio de Investigaciones de la toxicidad de los motores)

Uno de los métodos más efectivos para disminuir la expulsión de los gases quemados con óxido de nitrógeno es el que consiste en hacer pasar cierta cantidad de productos de la combustión desde el sistema de escape al de admisión (recirculación). Al emplear este método disminuye la temperatura máxima del ciclo, ya que en correspondencia con la cantidad de gases quemados disminuye la cantidad de carga fresca suministrada (aire y combustible). En caso de recirculación, al introducir al cilindro hasta el 13,5 % de productos de la combustión, la concentración de NO_x disminuye hasta el 60 % de la cantidad que se formaría sin recirculación. Cuando se emplea el sistema de recirculación disminuyen la potencia y el rendimiento del motor.

Hay que señalar que en los motores de encendido por chispa el sistema de neutralización obligatoriamente deberá contener dispositivos para prevenir la expulsión de los gases del cárter a la atmósfera y captar los vapores de combustible que se forman en el sistema de alimentación.

CAPÍTULO VIII

Indices del ciclo de trabajo

§ 1. Generalidades

En la fig. 79 se muestra el diagrama indicado real de un motor de carburador de cuatro tiempos sin sobrealimentación. El área delimitada por la curva $ca'fkz'_1b_1$ es equivalente al trabajo indicado del ciclo $+L_i$. Por lo tanto, el trabajo indicado del ciclo completo de un motor de cuatro tiempos sin sobrealimentación, tomando en consideración el trabajo consumido en el proceso de intercambio de gases $L_{i\ gas}$, será

$$L_{i\ \Sigma} = L_i - L_{i\ gas}. \qquad (189)$$

El trabajo indicado no puede ser plenamente transmitido desde el cigüeñal del motor al consumidor, ya que una parte de aquél se gasta en vencer la fricción entre las piezas conjugadas móviles y en accionar los mecanismos auxiliares. Estos gastos se denominan pérdidas mecánicas L_m y deben restarse del trabajo indicado. La diferencia entre el trabajo indicado y las pérdidas mecánicas representa el trabajo efectivo en el eje del motor $+L_e$ que puede utilizar el consumidor:

$$L_e = L_i - L_m \qquad (190)$$

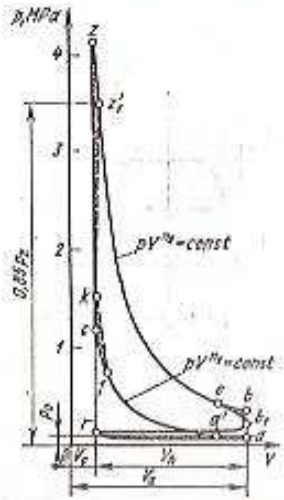


Fig. 79. Diagrama indicado de un motor de carburador de cuatro tiempos

La magnitud de $L_{i\ gas}$ en el motor de cuatro tiempos, generalmente se incluye en las pérdidas mecánicas L_m.

Resulta más conveniente analizar por separado los índices indicados y efectivos del motor. Los primeros caracterizan la perfección del ciclo a realizar en cuanto al aprovechamiento del calor y están vinculados con la calidad de organización de los procesos; los segundos consideran además el grado de perfección mecánica del motor,

§ 2. Parámetros indicados

Presión media indicada. El diagrama indicado (véase la fig. 79), obtenido al investigar el motor, no tiene fronteras precisas que delimiten el paso de un proceso a otro. La naturaleza de este paso depende de una serie de factores y resulta imposible someterla al cálculo analítico. Al efectuar el cálculo térmico del motor y determinar sus índices, el diagrama indicado analítico (teórico) se traza para dos carreras del pistón (compresión y expansión), mientras que los gastos para las carreras de bombeo se incluyen en las pérdidas mecánicas o se tienen en cuenta separadamente. El redondeamiento del diagrama en los lugares que determinan el paso de un proceso a otro, se efectúa a partir de los resultados obtenidos en investigaciones de motores análogos. En el esquema teórico esto se toma en cuenta introduciendo un coeficiente especial.

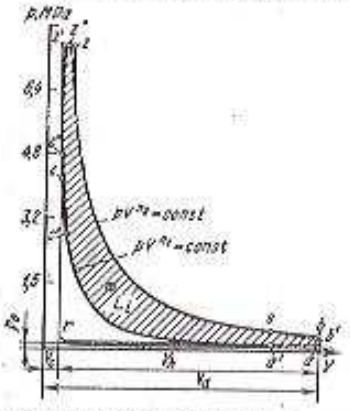


Fig. 80. Diagrama indicado de un motor Diesel de cuatro tiempos

En la fig. 80 se muestran, en calidad de ejemplo, los diagramas indicados teórico (no redondeado) $acz'zb$ y real $ac'c''z''z'b'$ del ciclo con suministro mixto de calor.

Para el diagrama teórico no redondeado el trabajo indicado del ciclo es

$$L_{i\,nr} = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}. \tag{191}$$

El trabajo en el tramo $z'z$ a $p = \text{const}$ es:

$$L_{z'z} = p_z V_z - p_z V_c = p_z V_c\,(\rho - 1) = \lambda p_c\,(\rho - 1).$$

El trabajo, siendo el proceso de expansión politrópico, resulta

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1}\left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2 - 1}\right].$$

Multiplicando y dividiendo el segundo miembro de esta ecuación por V_c y considerando que $V_z/V_c = \rho$ y $V_b/V_z = \delta$, obtendremos

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right).$$

El trabajo, siendo politrópico el proceso de compresión, es

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1}\left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{n_1 - 1}\right] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right).$$

Sustituyendo en la ecuación (191) las expresiones de trabajo para los procesos individuales, tendremos

$$L_{i\,nr} = p_c V_h\left[\lambda\,(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]. \tag{192}$$

Determinemos el trabajo del ciclo, correspondiente a la unidad de volumen del trabajo del cilindro V_h (en m³). Para el diagrama no redondeado el trabajo específico en J/m³ o en Pa resulta igual a

$$p_{i\,nr} = \frac{L_{i\,nr}}{V_h} \tag{193}$$

o en MPa

$$p_{i\,nr} = 10^{-6}\,\frac{L_{i\,nr}}{V_h}. \tag{194}$$

La magnitud p_i se denomina *presión media indicada del ciclo*, que es la presión manométrica convencional de acción constante con la cual el trabajo realizado por los gases durante una carrera del pistón es igual al trabajo indicado correspondiente al ciclo.

Para el ciclo estudiado, dividiendo la ecuación (192) entre V_h y recordando que $V_c/V_h = 1/(\varepsilon - 1)$ y $p_c = p_a\varepsilon^{n_1}$, obtendremos

$$p_{i\,nr} = p_a\frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\lambda\,(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]. \tag{195}$$

Para el ciclo (véase la fig. 79) donde el calor se suministra solamente a volumen constante (motores de encendido por chispa), la presión media indicada para el diagrama no redondeado $aczb$ se determina a base de la ecuación (195) siendo $\rho = 1$. En este caso $\delta = \varepsilon$ y

$$p_{i\,nr} = p_a\frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right] \tag{196}$$

o, teniendo en cuenta que $1/\delta^{n_2 - 1} = T_b/T_z$; $1/\varepsilon^{n_2 - 1} = T_b/T_z$ y $1/\varepsilon^{n_1 - 1} = T_a/T_c$, las ecuaciones (195) y (196) obtendrán respectivamente la siguiente forma:

$$p_{i\,nr} = p_a\frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\lambda\,(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{T_b}{T_z}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right)\right] \tag{197}$$

y

$$p_{i\,nr} = p_a\frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{T_b}{T_z}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right)\right]. \tag{198}$$

De los diagramas indicados del ciclo real del motor de carburador (véase la fig. 79) y Diesel (véase la fig. 80) se desprende que el trabajo indicado (correspondiente a dos carreras) del ciclo real redondeado es menor que el teórico en una magnitud equivalente a las áreas sombreadas en cruz. Su magnitud depende del carácter en que transcurre el proceso de combustión, así como del instante en que se inicia la apertura de la válvula de escape. La desviación de los valores reales de p_i con respecto a los calculados se evalúa a través del *coeficiente de redondeamiento (plenitud) del diagrama* φ_i.

La presión media indicada del ciclo real es

$$p_i = \varphi_i p_{i\ nr}. \qquad (199)$$

Según resultados experimentales, $\varphi_i = 0{,}92 \ldots 0{,}97$. La desviación del ciclo real respecto al teórico en los motores de encendido por chispa es menor que en los motores Diesel. Por eso en los motores de encendido por chispa los valores de φ_i se aproximan al límite superior. Los motores Diesel con cámaras de combustión separadas (cámaras de turbulencia, antecámaras y otros) tienen coeficientes φ_i más próximos al límite inferior, debido a la existencia de pérdidas hidráulicas y térmicas adicionales.

Para el ciclo real de los motores de encendido por chispa (véase el cap. VI), al hacer los cálculos, por lo común se adopta (véase la fig. 79) $p_z' = 0{,}85\ p_{z\ cal}$.

En la fig. 77, *a* se muestra a escala aumentada una parte del diagrama indicado de un motor de cuatro tiempos sin sobrealimentación que describe el proceso de intercambio de gases. El consumo de la parte del trabajo indicado invertido en el intercambio de gases queda definido por el área sombreada $L_{i\ gas}$. El trabajo del intercambio de gases también se acostumbra referirlo a la unidad del volumen de trabajo, expresándolo a través de cierta presión media Δp_{gas}.

Para el motor de cuatro tiempos sin sobrealimentación

$$\Delta p_{gas} \approx \frac{L_{i\ gas}}{V_h} = \varphi_{gas}(p_r - p_a) \qquad (200)$$

La magnitud de φ_{gas} depende del régimen de velocidad y de la carga del motor. Para los motores de autotractores $\varphi_{gas} = 0{,}75 \ldots$ $\ldots$ 0,90 (los valores mayores corresponden a los motores de tractores que funcionan con menor frecuencia de rotación).

En caso de que el motor funcione con sobrealimentación el trabajo del intercambio de gases puede ser positivo o negativo.

En los motores de dos tiempos p_i, calculado partiendo del diagrama no redondeado para la parte útil de la carrera del émbolo, se recuenta para toda la carrera del pistón. El valor de p_i teniendo en cuenta su disminución en el diagrama redondeado y refiriéndolo a toda la carrera del pistón, es

$$p_i = \varphi_i p_{i\ nr}(1 - \psi), \qquad (201)$$

donde ψ es la parte de la carrera del pistón perdida para el barrido.

Para los motores de dos tiempos con barrido por contorno, al determinar p_i recurriendo a la fórmula (201), se puede asumir que $\varphi_i = 1$, si tenemos en cuenta que el trabajo positivo realizado por el gas en el proceso de intercambio de gases compensa las pérdidas no consideradas en el diagrama no redondeado. Los motores de dos tiempos con barrido uniflujo a través de válvulas y lumbreras tienen, según resultados experimentales, $\varphi_i = 0{,}94 \ldots 0{,}98$.

A continuación vienen expuestos los valores de p_i (en MPa) cuando los motores funcionan a plena carga:

Motores de cuatro tiempos de encendido por chispa sin sobrealimentación, que funcionan a gasolina (de carburador, de inyección, de encendido por dardo)	0,8—1,2
Motores a gas de cuatro tiempos de encendido por chispa	0,5—0,7
Motores Diesel de cuatro tiempos:	
sin sobrealimentación	0,75—1,05
sobrealimentados	Hasta 2,2
Motores de dos tiempos de carburador (de motocicletas) con barrido por «cárter-bomba»	0,25—0,45
Motores Diesel de dos tiempos:	
sin sobrealimentación	0,35—0,7
sobrealimentados	Hasta 1,2

A medida que disminuye la carga, la presión p_i decrece. Los menores valores de p_i se obtienen cuando el motor trabaja sin carga (en vacío). En este caso todo el trabajo indicado se gasta en fricción, intercambio de gases y en accionar los mecanismos auxiliares ($p_i = p_m$).

Potencia indicada. El trabajo indicado (en N·m), ejecutado por un cilindro en un ciclo, es

$$L_i = p_i V_h,$$

donde p_i es la presión media indicada, en Pa; V_h, el volumen de trabajo del cilindro, en m³; $V_h = \pi D^2 S/4$ (D es el diámetro del cilindro, en m; S, la carrera del pistón, en m).

El número de ciclos de trabajo realizados por el motor en 1 s es igual a $2n/\tau$ (donde n es la frecuencia de rotación del cigüeñal, en rps; $2n$, el número de carreras del pistón por segundo; τ, el número de tiempos del motor, es decir, el número de carreras del pistón por ciclo). La potencia indicada (en W)

de un cilindro

$$N_{i\,c} = \frac{2}{\tau} p_i V_h n,$$

del motor que tenga i cilindros

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i i V_h n. \qquad (202)$$

Si en la fórmula (202) se expresa p_i en MPa, el volumen de trabajo del cilindro V_h en l y n en rpm, entonces obtendremos la potencia indicada en kW[1])

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{30\tau}. \qquad (203)$$

[1]) Las unidades indicadas de presión, volumen de trabajo y frecuencia de rotación se utilizan en la práctica.

Para los motores de cuatro tiempos ($\tau = 4$) tendremos de la expresión (203)

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{121}; \tag{204}$$

para los de dos tiempos ($\tau = 2$)

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{60}. \tag{205}$$

Rendimiento indicado y gasto específico indicado de combustible. El rendimiento indicado η_i puede determinarse de la expresión (120), si se conoce el trabajo indicado realizado por el motor. Para esto al ensayar el motor es necesario obtener el diagrama indicado. Durante el registro del diagrama de un motor rápido generalmente se mide la presión en función del ángulo φ. Para obtener el diagrama indicado se emplea un indicador electroneumático (por ejemplo, el MAI-2), que registre el diagrama promedio de una serie de ciclos, o el indicador no inercial tipo oscilógrafo de rayos catódicos que permita mediante un elemento sensible (por ejemplo, un sensor de piezocuarzo) obtener la variación rápida de la presión en tiempo. El oscilograma o diagrama obtenido se reconstruye para el sistema de coordenadas $p - V$ (véase la fig. 22).

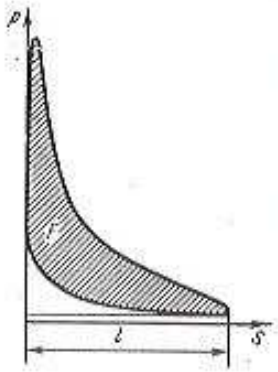


Fig. 81. Determinación de la presión media indicada de acuerdo al diagrama indicado

Midiendo la superficie F (mm²) del diagrama indicado (fig. 81) y considerando la graduación de la escala de presión m (mm/MPa) se determina la presión media indicada

$$p_i = \frac{F}{lm}, \tag{206}$$

donde l es la longitud del segmento en el diagrama que corresponde a la carrera del pistón, en mm.

Si durante la prueba fueron determinadas la potencia indicada del motor y la cantidad de combustible consumida en una hora, entonces el gasto específico indicado de combustible [en g/(kW·h)] puede calcularse por la fórmula

$$g_i = \frac{G_c \cdot 10^3}{N_i}, \tag{207}$$

donde G_c es el consumo de combustible, calculado para la prueba del motor en el régimen estacionario dado ($N_i = \text{const}$, siendo $p_i = \text{const}$ y $n = \text{const}$), en kg/h.

Si se conoce el poder calorífico del combustible, entonces el rendimiento indicado es

$$\eta_i = \frac{1}{H_u g_i}, \tag{208}$$

donde H_u se expresa en J/kg y g_i en kg/J.

En los cálculos prácticos, tomando en consideración las unidades anteriormente adoptadas [H_u en MJ/kg y g_i en g/(kW·h)], obtenemos

$$\eta_i = \frac{3.6 \cdot 10^3}{H_u g_i}.$$

Para el motor a gas el gasto de combustible se determina en unidades de volumen.

El gasto específico volumétrico de gas (en m³/J) es

$$v_i = \frac{V_G}{N_i},$$

donde V_G es la cantidad de gas gastada en el motor por unidad de tiempo, en m³/s.

Si el consumo de gas se determina para todos los cilindros del motor V_G en m³/h, y la potencia N_i en kW, entonces el gasto específico indicado v_i obtendremos en m³/(kW·h).

El rendimiento indicado del motor a gas

$$\eta_i = 1/(H_u v_i), \tag{209}$$

donde H_u se expresa en J/m³ y v_i en m³/J.

Al sustituir en la ecuación (209) H_u en MJ/m³ y v_i en m³/(kW·h) obtendremos

$$\eta_i = \frac{3.6}{H_u v_i}.$$

Evaluar el aprovechamiento de calor en los motores, basándose en el gasto específico de combustible, se puede solamente en caso de que se comparen los parámetros de los motores que trabajen empleando un mismo combustible. Al analizar el funcionamiento de motores que consuman combustibles con diferentes valores de H_u, el aprovechamiento de calor se debe valorar recurriendo al rendimiento indicado o, lo que es igual, apreciando el producto del poder calorífico por el gasto específico de combustible. Esto se refiere especialmente a los combustibles gaseosos que tienen valores muy diferenciados de H_u (véase la tabla 4).

Relación entre los principales parámetros de ciclo de trabajo. El análisis de los factores que influyen sobre los índices del ciclo y la determinación de la previsible economía del motor a diseñar se puede efectuar recurriendo a las fórmulas que se exponen a continuación.

Motores de combustible líquido. La cantidad de mezcla fresca (en kg) que ingresa al cilindro del motor en cada ciclo[1]) es

$$G_{m.\,ciclo} = \frac{\alpha i_0 G_c \tau}{2in};$$

donde G_c viene en kg/s y n en rps.

La cantidad de aire (en kg) que puede ocupar el volumen de trabajo de un cilindro para las condiciones del medio ambiente, es

$$(G_a)_{\rho_k T_k} = V_h \rho_k,$$

donde V_h se expresa en m³, ρ_k en kg/m³.

El consumo de combustible (en kg/s) se obtiene de las ecuaciones (202) y (207)

$$G_c = g_i N_i = \frac{g_i V_h n}{\tau} p_i,$$

donde g_i se da en kg/J, N_i en W, V_h en m³ y p_i en Pa.

Entonces el coeficiente de llenado será

$$\eta_v = \frac{G_{m.\,ciclo}}{(G_a)_{\rho_k T_k}} = \frac{\alpha i_0}{\rho_k} p_i g_i.$$

Por lo tanto, el gasto específico indicado de combustible (en kg/J), será

$$g_i = \frac{\rho_k}{l_0} \cdot \frac{\eta_v}{\alpha p_i}. \qquad (210)$$

El gasto específico de combustible [en g/(kW·h)] será

$$g_i = 3600 \frac{\rho_k \eta_v}{\alpha l_0 p_i}, \qquad (211)$$

donde p_i viene en MPa.

Introduciendo el valor de g_i de la expresión (210) en la ecuación (208), obtendremos para el rendimiento indicado la siguiente expresión:

$$\eta_i = \frac{1}{H_u g_i} = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha p_i}{\eta_v \rho_k}. \qquad (212)$$

Al expresar en la ecuación (212) H_u en MJ/kg y p_i en MPa, ésta mantendrá la misma forma.

Las ecuaciones (210) y (212) muestran la relación existente entre η_i o g_i y los parámetros fundamentales que determinan el trabajo del motor. Conociendo de los cálculos anteriores las magnitudes de α, η_v, l_0, así como los parámetros del aire en la admisión y el poder calorífico del combustible, se puede determinar para un motor a diseñar la previsible economía y rendimiento del ciclo.

[1]) Para los motores de carburador, despreciando la cantidad de combustible aspirado, consideramos que la carga, lo mismo que para los motores Diesel, está constituida solamente por aire.

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

El análisis de las expresiones anteriormente aducidas permite también establecer cuáles son las vías para alcanzar las condiciones óptimas en utilizar el combustible introducido en el ciclo. Hay que tener en cuenta que las investigaciones de dichas relaciones y las conclusiones respectivas serán justas solamente en el caso de que se conozca para qué tipo de formación de la mezcla y modo de regulación se hace el análisis. Esta condición es la que determina el enlace entre las magnitudes individuales que integran la ecuación.

De la ecuación (212) se puede hallar la presión media indicada del ciclo (en Pa)

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \rho_k. \qquad (213)$$

Si en la ecuación (213) H_u se da en MJ/kg, p_i se expresará en MPa.

Después de sustituir el valor de p_i de la ecuación (213) en la expresión (211), obtendremos la ecuación para la potencia indicada del motor (en W)

$$N_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{2n}{\tau} (V_h \eta_v \rho_k.$$

Al expresar en esta ecuación V_h en l, n en rpm y H_u en MJ/kg, de la ecuación (203) obtendremos la expresión para la N_i en kW:

$$N_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{i}{30\tau} (V_h \eta_v \rho_k. \qquad (214)$$

Motores de combustible gaseoso. Para los motores, que funcionan con combustible gaseoso, al determinar el enlace entre los parámetros que caracterizan el ciclo, es necesario considerar que la cantidad de carga fresca M_1 se expresa en kmol por 1 kmol de combustible. Por eso el poder calorífico del combustible debe ser también referido a 1 kmol, para lo cual es necesario dicho parámetro H_u, expresado en J/m³, multiplicarlo por 22,4 (el volumen de 1 kmol de gas a 0 °C y a la presión de $1 \cdot 10^5$ Pa). Sabiendo que $L_i = p_i V_h$ y $V_h = 8314\, M_1 T_k / (p_k \eta_v)$, obtendremos la fórmula para el trabajo indicado del ciclo

$$L_i = 8314 \frac{1}{\eta_v} \frac{T_k}{p_k} M_1 p_i.$$

Entonces, para el ciclo estudiado

$$\eta_i = \frac{L_i}{22{,}4 H_u} = 8314 \frac{T_k M_1 p_i}{22{,}4 H_u \eta_v p_k} = 371{,}15 \frac{M_1 T_k p_i}{H_u \eta_v p_k}.$$

El gasto específico indicado de combustible gaseoso será

$$v_i = \frac{1}{\eta_i H_u} = 269 \cdot 10^{-5} \frac{\eta_v p_k}{M_1 T_k p_i};$$

$$v_i = 9700 \frac{\eta_v p_k}{M_1 T_k p_i},$$

donde v_i está en m³/J y m³/(kW·h), respectivamente.

El consumo de calor por unidad de potencia del motor a gas será

$$q_i = 9700 \frac{\eta_v p_k H_u}{M_1 T_k p_i},$$

donde H_u se expresa en MJ/m³, v_i en m³/(kW·h), q_i en MJ/(kW·h).

La presión media indicada del ciclo es

$$p_i = 2690 \frac{H_u \rho_k}{M_1 T_k} \eta_v \eta_i,$$

donde H_u viene en MJ/m³; p_k en MPa; p_i en MPa.

La potencia indicada del motor de gas (en kW) es

$$N_i = 89{,}67 \frac{H_u}{M_1} \frac{p_k}{T_k} \frac{n}{\tau} (V_h \eta_i \eta_v),$$

donde V_h se expresa en l; n en rpm; p_k en MPa; H_u en MJ/m³.

§ 3. Parámetros efectivos

Potencia efectiva y pérdidas mecánicas. La potencia que puede obtenerse en el cigüeñal del motor se denomina *efectiva*. La potencia efectiva N_e es menor que la indicada N_i en la magnitud de la *potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas* N_m, es decir

$$N_e = N_i - N_m.$$

La potencia gastada en pérdidas mecánicas, así como la potencia efectiva, lo mismo que la indicada, se acostumbra referirlas a la unidad de volumen de trabajo del cilindro y expresarlas en unidades convencionales de presión p_m y p_e.

Expresando p_m en MPa, V_h en l; n en rpm, obtendremos la fórmula de la potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas, cuya forma es análoga a la de la potencia indicada (en kW):

$$N_m = \frac{p_m V_h n}{30\tau},$$

de donde la presión media correspondiente a las pérdidas mecánicas (en MPa) es

$$p_m = 30 \frac{N_m \tau}{V_h n}.$$

La presión eficaz media es

$$p_e = p_i - p_m. \tag{215}$$

La potencia efectiva (en kW) resulta

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30\tau}, \tag{216}$$

donde p_e se da en MPa, V_h en l y n en rpm

La presión eficaz media (en MPa) es igual a

$$p_e = 30 \frac{N_e \tau}{V_h n}.$$

Para comparar diferentes motores, la potencia efectiva se refiere a la unidad de volumen:

$$N_l = \frac{N_e}{V_h}.$$

De la fórmula (216) tenemos

$$N_l = \frac{p_e n}{30\tau},$$

donde N_l se expresa en kW/l.

La potencia por litro expresada en CV/l será

$$(N_l)_{CV} = 1{,}25 N_l.$$

Las pérdidas mecánicas se valoran por el rendimiento mecánico

$$\eta_m = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{N_e}{N_i} \tag{217}$$

o bien

$$\eta_m = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} = \frac{p_e}{p_i}. \tag{218}$$

La potencia correspondiente a las pérdidas mecánicas está constituida por las potencias que se gastan: en vencer la fricción N_{fr}; en poner en accionamiento los mecanismos auxiliares (las bombas de agua y de aceite, el ventilador, el generador y otros) $N_{a.m}$; en el intercambio de gases[1]) $N_{g.s}$ (se considera sólo en los motores de cuatro tiempos); en accionar el compresor o la bomba de barrido N_k.

Por consiguiente,

$$N_m = N_{fr} + N_{a.m} + N_{gas} + N_k$$

o respectivamente

$$p_m = p_{fr} + p_{a.m} + p_{gas} + p_k.$$

De las ecuaciones (218) y (217) tenemos que

$$p_e = \eta_m p_i$$

y

$$N_e = \eta_m N_i. \tag{219}$$

Considerando la fórmula (213), obtendremos

$$p_e = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_l}{\alpha} \eta_v \eta_m \rho_k, \tag{220}$$

donde H_u se expresa en MJ/kg, p_e en MPa.

[1]) El proceso de intercambio de gases en caso de sobrealimentación puede transcurrir con un cierto trabajo positivo adicional (véase la fig. 78, *b*).

La potencia efectiva que corresponde a la unidad de cilindrada (en kW/l), tomando en consideración las fórmulas (214) y (219):

$$N_l = \frac{n}{30\tau} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_l}{\alpha} \eta_v \eta_m \rho_k. \quad (221)$$

En la tabla 14 vienen expuestos los valores del rendimiento mecánico y de la presión eficaz media, al trabajar los motores de automóviles y tractores a régimen nominal.

Rendimiento efectivo y gasto específico efectivo de combustible. El grado de aprovechamiento del calor se determina por el rendimiento efectivo η_e y por el gasto específico efectivo de combustible g_e. El trabajo efectivo referido a 1 kg de combustible, constituye

$$L_e = L_i - L_{m.i}$$

de donde el rendimiento efectivo

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u}.$$

Puesto que

$$\frac{L_e}{L_i} = 1 - \frac{L_m}{L_i} = \eta_m$$

y

$$L_e = \eta_m L_i,$$

entonces

$$\eta_e = \eta_m \eta_i. \quad (222)$$

Para los motores que funcionan con combustible líquido, introduciendo en la ecuación (222) el valor de η_i de la expresión (219), obtendremos

$$\eta_e = \frac{\alpha l_0 \eta_m \rho_i}{H_u \eta_v \rho_k} = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha \rho_e}{\eta_v \rho_k}. \quad (223)$$

El gasto específico efectivo de combustible puede determinarse a través del rendimiento efectivo (en kg/J)

$$g_e = \frac{1}{\eta_e H_u}.$$

14. Rendimiento mecánico η_m y presión eficaz media p_e de diferentes motores

Motores	η_m	p_e, MPa
De cuatro tiempos de carburador	0,7—0,85	0,6—0,95
De cuatro tiempos Diesel	0,7—0,82	0,55—0,85
A gas	0,75—0,85	0,5—0,75
De cuatro tiempos Diesel sobrealimentados	0,8—0,9	0,7—2,0
De dos tiempos Diesel rápidos	0,7—0,85	0,4—0,75

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIBLIOTECA

Después de introducir el valor de η_e a partir de la expresión (223) obtendremos

$$g_e = \frac{\rho_k}{l_0} \frac{\eta_v}{\alpha \rho_e}.$$

Si se expresa p_e en MPa y el gasto específico de combustible g_e en g/(kW·h), la fórmula obtendrá la siguiente forma:

$$g_e = 3600 \frac{\rho_k \eta_v}{\alpha l_0 p_e}.$$

Para los motores que funcionan a gas,

$$\eta_e = 371{,}15 \frac{M_1 T_k p_e}{H_u \eta_v \rho_k}; \quad v_e = 269 \cdot 10^{-8} \frac{\eta_v \rho_k}{T_k M_1 p_e},$$

donde v_e será en m³/J.

El gasto específico de combustible [en m³/(kW·h)], se calcula por la fórmula

$$v_e = 9700 \frac{\eta_v \rho_k}{M_1 T_k p_e}.$$

El gasto específico efectivo de calor [en MJ/(kW·h)] al expresar H_u en MJ/m³ y v_e en m³/(kW·h), es igual a

$$q_e = 9700 \frac{\eta_v \rho_k H_u}{M_1 T_k p_e}.$$

En la tabla 15 se exponen los límites de las magnitudes de η_i, η_e, g_i y g_e que se logran en los motores modernos funcionando en régimen nominal.

15. Gastos específicos de combustible y rendimientos de motores

Motores	η_i	η_e	g_i, g/(kW·h)	g_e, g/(kW·h)
De carburador, de automóvil	0,28—0,39	0,25—0,33	245—300	300—325
Diesel rápidos	0,42—0,48	0,35—0,40	175—205	217—238
A gas	0,28—0,33	0,23—0,28	—	—

Para los motores a gas el gasto específico indicado de calor es igual a 12,8—10,8 MJ/(kW·h) y el efectivo es de 17—14,4 MJ/(kW·h).

CAPÍTULO IX

Factores que influyen sobre los parámetros indicados y efectivos del motor y sobre la toxicidad

§ 1. Generalidades

En los motores de encendido por chispa la potencia máxima se alcanza regulando la composición de la mezcla ($\alpha \approx 0{,}8 \ldots 0{,}9$) y el ángulo de avance del encendido, de manera que asegure la combustión sin detonación; en los motores Diesel —regulando la composición de la mezcla, que condiciona un escape fumívoro, y el ángulo de avance de la inyección, correspondiente al mínimo consumo de combustible para dicho régimen y a la velocidad permisible de crecimiento de la presión en la fase de rápida combustión[1]). El análisis de los factores que influyen sobre los índices del motor es necesario para poder determinar los métodos de obtención de la máxima potencia que un motor determinado puede desarrollar en todo el campo de regímenes de velocidad, aunque en este caso la economía no será la óptima.

En las condiciones de servicio el motor de automóvil funciona preponderantemente a regímenes de carga incompleta. Para estos regímenes el análisis se efectúa con el fin de determinar las condiciones bajo las cuales se logra un trabajo estable del motor con la máxima economía en cada régimen de velocidad.

Al analizar los factores que influyen sobre los índices del motor, es necesario tomar en cuenta también el efecto que ellos producen en la formación de los componentes tóxicos en los productos de combustión.

§ 2. Influencia de diferentes factores en los parámetros indicados y en la toxicidad del motor de encendido por chispa

Parámetros estructurales y forma de la cámara de combustión. De la forma de la cámara de combustión depende el carácter del desarrollo del proceso de combustión y la termotransferencia a las paredes. Los requerimientos principales hacia la estructura de las cámaras de combustión consisten en garantizar elevado llenado del cilindro, alta eficacia con que transcurre el proceso de combustión con la mínima toxicidad de los productos de combustión y elevado aprovechamiento del calor desprendido.

La estructura de la cámara de combustión depende en gran medida del diseño general del motor. Particular atención se presta a la tecnología de fabricación de las cámaras de combustión, al método de maquinado de sus superficies y a la obtención de volúmenes idénticos de las cámaras en todos los cilindros.

Las diferentes formas de cámaras de combustión pueden ser agrupadas en algunos esquemas básicos que están ilustrados en la fig. 82. La forma clásica de la cámara de combustión para motores con disposición inferior de las válvulas, que se han empleado en los motores ZIL-120 y en sus modificaciones, así como en GAZ-51 y GAZ-20, se muestra en la fig. 82, *b*. Actualmente en la URSS han obtenido mayor difusión las cámaras de combustión: de bulbo (fig. 82, *d*) y semitrapezoidal (82, *g*) con pequeño ángulo de inclinación (ZIL-130, ZIL-375, GAZ-24, GAZ-24, MZMA-407, AZLK-408 y VAZ-2103). En el motor AZLK-412 se utiliza una cámara hemisférica (fig. 82, *c*).

La cámaras de combustión se valoran ateniéndose a los siguientes índices:

1) posibilidad de garantizar un elevado grado de barrido y llenado del cilindro, lo que, particularmente, está vinculado con la disposición de las válvulas cuya sección de paso sea elevada. Los factores que determinan estas cualidades ya fueron estudiados anteriormente (véase el cap. IV);

2) relación entre la superficie de la cámara de combustión F_{cc} y su volumen V_{cc}. El incremento de esta relación influye sobre las pérdidas caloríficas hacia las paredes, así como en las pérdidas vinculadas con la combustión lenta cerca de las paredes y en las ranuras angostas que se forman en las diferentes zonas de la cámara. Esto último, así como la posibilidad de que cesen por completo las reacciones, en las zonas cercanas a las paredes, aumenta el contenido de hidrocarburos C_nH_y no quemados en los productos de combustión.

La relación F_{cc}/V_{cc} para un tipo dado de cámara de combustión depende de la relación S/D, del volumen útil del cilindro V_h y de la relación de compresión ε. La cámara de combustión hemisférica tiene la menor relación F_{cc}/V_{cc} (fig. 82, *c*).

Considerable influencia sobre la concentración de hidrocarburados no quemados en los productos de combustión ejerce la holgura entre la cara del émbolo y la culata en la zona del expulsor. A mayor holgura corresponde menor contenido de hidrocarburos no quemados en los productos de combustión, debido que tiene lugar una reacción más completa;

3) grado de turbulencia de la carga en la cámara de combustión durante la admisión y compresión.

[1]) La regulación del avance de la inyección en función de la velocidad admisible del crecimiento de la presión se realiza, por lo común, en caso de emplear gasolina en calidad de combustible para el motor Diesel, cuando la duración del período de retraso bruscamente aumenta.

Para que el proceso de combustión transcurra con mayor eficacia, es indispensable reforzar la turbulización de la carga hasta cierto límite (véase el cap. VI). Al mismo tiempo, siendo elevado el grado de turbulencia surgen pérdidas caloríficas e hidrodinámicas adicionales. La turbulización de la carga con la necesaria intensidad asegura la obtención de elevada economía y potencia del motor. En las cámaras

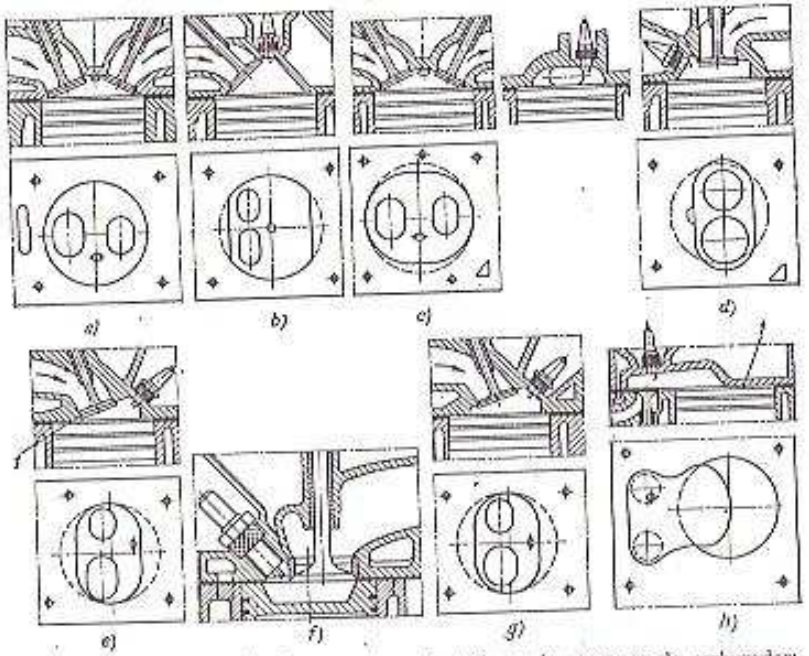


Fig. 82. Esquemas de cámaras de combustión en los motores de carburador: *a* — hemisférica; *b* — piramidal; *c* — hemisférica; *d* — de bulbo; *e* — triangular; *f* — en el pistón; *g* — semitrapezoidal; *h* — con válvulas laterales; *1* — empujador

de combustión que poseen expulsores, la turbulencia se origina por el movimiento orientado de la mezcla durante el proceso de admisión y se refuerza como consecuencia del paso de la carga desde los expulsores a medida que el pistón se acerca al P.M.S. Las relaciones constructivas óptimas para la cámara de combustión de cada tipo se determinan recurriendo a los resultados obtenidos en investigaciones experimentales. En las cámaras de combustión que no tienen expulsores también se puede alcanzar el necesario grado de turbulencia, creando el respectivo movimiento orientado de la mezcla en la entrada. Por ejemplo, utilizando una cámara cilíndrica en el pistón (fig. 82, *f*) y una forma especial del canal de admisión en la

culata. Al elegir las dimensiones del expulsor deberá tenerse en cuenta también la influencia de las mismas en la formación de hidrocarburos C_xH_y;

4) magnitud de las presiones máximas del ciclo y velocidad de crecimiento de la presión en el sector correspondiente a la combustión. Sobre estos parámetros influye la variación en tiempo de la superficie del frente de la llama y, por lo tanto, el volumen de la mezcla de trabajo que participa en el proceso de combustión. Siendo igual la velocidad de propagación de la llama, la variación de la superficie del frente de la llama depende de la forma de la cámara de combustión y de la posición de la bujía;

5) posibilidad de elevar la relación de compresión reduciendo simultáneamente la tendencia a la combustión detonante y, por consiguiente, los requerimientos hacia el número de octano del combustible, así como también hacia la toxicidad del motor;

6) duración de la combustión, que es un importante parámetro para valorar la cámara de combustión y que depende de las condiciones analizadas anteriormente, así como también de la distancia entre la bujía y la zona más alejada de la cámara. Cuanto menor sea la duración de la combustión tanto mejores serán las propiedades antidetonantes de la cámara de combustión.

Relación de compresión. Para el ciclo teórico con suministro de calor a volumen constante la dependencia entre el rendimiento térmico y la relación de compresión se determina por la expresión (14).

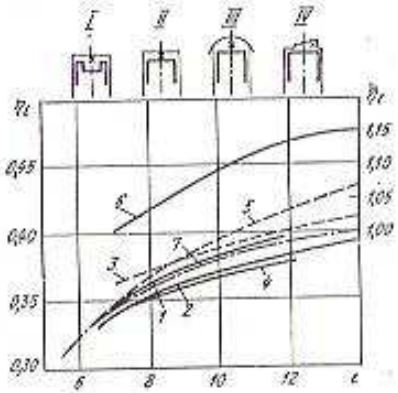


Fig. 83. Variación de η_i en función de la relación de compresión ε para diversas cámaras de combustión

En la fig. 83 se ilustran las funciones entre el rendimiento indicado y la relación de compresión obtenidas para motores con diferentes cámaras de combustión. La curva *5* caracteriza la variación del rendimiento calculado para la cámara *I* conforme a la fórmula empírica $\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{n_1-1}$, suponiendo que al incrementar ε con respecto a la inicial (5,6), para la cual se había hallado experimentalmente el valor de η_i, el carácter del proceso de combustión, las pérdidas de calor y el exponente permanecen constantes. La diferencia entre los valores de η_i, determinados recurriendo a las curvas *I* (cámara *I*), *2* (cámara *II*), *3* (cámara *III*) y *4* (cámara *IV*), es el resultado de la influencia de la estructura de la cámara de combustión sobre la efectividad del aprovechamiento de calor. Las curvas

3 y *7* se refieren a la cámara *III*, además, la curva *3* corresponde al caso cuando se instala una pantalla-guía sobre la válvula de admisión, intensificando de esta manera la turbulización de la carga. La curva característica para la cámara *IV* se obtuvo siendo la carga igual a 0,6 N_e y para una composición económica de la mezcla.

Al trazar la curva *6* del crecimiento relativo del rendimiento indicado para $\varepsilon = 7$, se asumió que $\eta_t = 1$. Examinando la función $\overline{\eta_i} = f(\varepsilon)$, observamos que en todas las cámaras de combustión la curva tiene aproximadamente un mismo carácter.

De la comparación de la curva *6* con las curvas $\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$ (véase la fig. 8) para el ciclo teórico, así como con la curva *5*, se desprende que la variación de η_i no puede expresarse por una fórmula empírica en la cual el exponente de la relación de compresión se adopte invariable. Esto se explica por el hecho de que con el aumento de ε disminuye la eficacia del aprovechamiento de calor, determinado por la cantidad de calor desprendido en la fase principal de la combustión y crece la fracción de calor que se quema en el proceso de combustión residual en la profundidad de la zona de combustión, en la capa cercana a la pared y en la holgura angosta entre el pistón y la pared de la cámara. Debido al crecimiento de la temperatura máxima del ciclo, se incrementa el paso de calor hacia las superficies de las paredes termotransferentes, mientras que los fenómenos de disociación se revelan en mayor grado. Como consecuencia de esto, las pérdidas adicionales que reducen el aprovechamiento efectivo del calor, resultan tanto mayores cuanto más alto son ε.

Es necesario indicar que en los últimos años el aumento de $\eta_i = f(\varepsilon)$ proporciona mayor efecto que el que se desprende de la fig. 83, ya que simultáneamente con el aumento de ε iba mejorando la forma de la cámara de combustión y su acabado. Como consecuencia de esto, y también como resultado del mejoramiento del proceso de formación de la mezcla y de otras medidas, se ha logrado mejor aprovechamiento del calor en el ciclo en comparación con el que se conseguiría solamente mediante el incremento de ε.

La curva *6* puede también utilizarse al valorar el posible incremento de η_i para elevados ε en comparación con sus valores iniciales.

En vista de que con el aumento de ε crece la relación F_{cc}/V_{cc}, la cantidad de hidrocarburos en los productos de combustión se eleva debido al aumento del volumen de la capa cercana a la pared, en la cual tiene lugar la extinción de la llama. En caso de que el motor funcione con mezcla pobre, cuando se tiene oxígeno excedente, al aumentar ε sustancialmente se incrementa el contenido de NO_x en los productos de combustión, como resultado de la elevación de la temperatura en el proceso de combustión. La influencia de ε en el cambio del contenido de C_xH_y en los productos de combustión para diferentes α se muestra en la fig. 84. La variación de ε prácticamente no influye sobre la concentración de CO.

Cuando se eleva ε crece la carga sobre el mecanismo biela-manivela y para garantizar la fiabilidad del motor es indispensable conformemente aumentar las dimensiones y la masa de las piezas principales. Por este motivo crecen las pérdidas mecánicas y el arranque del motor se dificulta. Para elevados ε es necesario utilizar combustibles con mayor número de octano. La elevación de la toxicidad de los gases quemados, así como de los requisitos hacia el octanaje del combustible empleado delimitan la magnitud de ε hasta 9,5 en los motores de encendido por chispa.

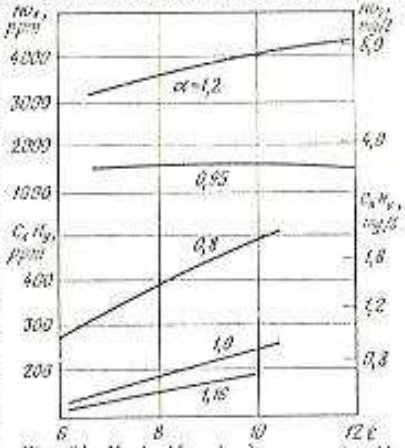


Fig. 84. Variación de la concentración de C_xH_y y NO_x en los gases quemados de un motor de carburador en función de ε para diferentes valores de α

Dimensiones del cilindro. El volumen del cilindro crece proporcionalmente al cubo de las dimensiones lineales, mientras que la superficie de transmisión de calor F_t aumenta en proporción al cuadrado de las mismas. Por eso, al aumentar el volumen del cilindro disminuye la relación F_t/V y decrece la parte de calor cedida a las paredes, como consecuencia de lo cual mejora el aprovechamiento de calor del ciclo. Al mismo tiempo, en este caso, como resultado de que la temperatura de la parte no quemada de la carga se eleva, puede aparecer la detonación. La detonación en los motores con grandes diámetros del cilindro, si no se toman medidas adicionales (por ejemplo, la colocación de dos bujías), puede también aparecer por efecto del aumento de la duración del proceso de combustión.

El análisis de la influencia conjunta que ejercen los factores señalados muestra que las cualidades antidetonantes de la cámara de combustión son decisivas al elegir las dimensiones del volumen de trabajo del cilindro.

En las cámaras de combustión que tienen iguales formas, disminuyendo el diámetro del cilindro, se puede elevar ε y respectivamente η_i. Siendo ε constante, el rendimiento indicado será más alto para mayores diámetros del cilindro.

Composición de la mezcla. Para el ciclo termodinámico con suministro de calor a $V = \text{const}$ y fluido operante real, la variación del rendimiento térmico η_t en función del coeficiente de exceso de aire α se muestra en la fig. 85. En la zona de mezclas ricas ($\alpha < 1$) η_t bruscamente decrece, lo que se explica por la disminución de la cantidad de calor suministrado, ya que al disminuir α se incrementa la diferencia entre la cantidad de calor suministrado y desprendido en

el ciclo. Cuando la mezcla tiene una composición estequiométrica ($\alpha = 1$) el calor desprendido por ciclo es siempre prácticamente igual al suministrado. Al seguir empobreciendo la mezcla ($\alpha > 1$), la cantidad de calor suministrado, referida a la mezcla aire-combustible, disminuye y, correspondientemente, decrecen las temperaturas máximas del ciclo y de la expansión, así mismo el contenido relativo

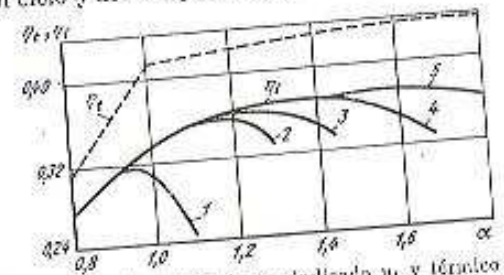


Fig. 85. Relación entre los rendimientos indicado η_i y térmico η_t y el coeficiente de exceso de aire α en un motor de carburador:
1 — con carga parcial ($G_T = 0{,}38\%$); 2 — con la mariposa de gases completamente abierta; 3 — con dos bujías de encendido en cada cilindro; 4 — utilizando carga estratificada; 5 — con cámara de encendido de precombustión por dardo

de CO_2 y H_2O en los productos de combustión. Ambos factores disminuyen la capacidad calorífica del fluido operante y elevan el exponente adiabático medio de expansión k, por efecto de lo cual existe un crecimiento paulatino de η_t en la zona de $\alpha > 1$.

En el ciclo real el rendimiento indicado se incrementa a medida que se empobrece la mezcla, pero solamente hasta cierto límite, para el cual el proceso de combustión transcurre normalmente. Al seguir empobreciendo la mezcla, bruscamente aumenta la inestabilidad de combustión en los ciclos consecutivos (incluso aparecen interrupciones del encendido) lo que conduce a que η_i disminuya.

La magnitud de α, para la cual se obtiene el mayor aprovechamiento de calor, se denomina *límite de empobrecimiento efectivo de la mezcla*. Este límite depende de la temperatura y presión bajo las cuales se efectúa la inflamación, de la concentración de combustible en la zona de la bujía, de la distribución de la composición de la mezcla en el volumen de la cámara de combustión, de la intensidad de la fuente de encendido, del tipo de cámara de combustión y del régimen de funcionamiento del motor.

En la fig. 85 se representa la variación del límite de empobrecimiento efectivo de la mezcla para los casos de encendido simultáneo por varias (dos bujías) fuentes (curva 3); de enriquecimiento de la composición de la mezcla en la zona de la bujía (carga estratificada), cuando parte del combustible se suministra por un tubito especial hacia la válvula de admisión, de manera que el chorro esté orientado hacia la zona de la bujía (curva 4), y para el caso de encendido por dardo (curva 5). En todos estos casos el límite de empobrecimiento

efectivo se desplaza hacia el lado de las mezclas más pobres, para las cuales se obtiene un encendido seguro. Inclusive para las condiciones más favorables de encendido de la mezcla, por ejemplo, en caso de encendido por dardo, no se puede ampliar el límite de empobrecimiento efectivo de la mezcla hasta $\alpha > (1{,}5 \ldots 1{,}7)$. Esto se explica por el hecho de que, siendo la mezcla muy pobre, se dificulta la propagación de la llama en su volumen y se quema sólo una parte de la mezcla —la que está en contacto directo con el chorro ardiente de combustible que ingresa desde la antecámara.

Es necesario señalar que para elevada ε resulta posible el funcionamiento estable del motor siendo las mezclas más pobres. Como

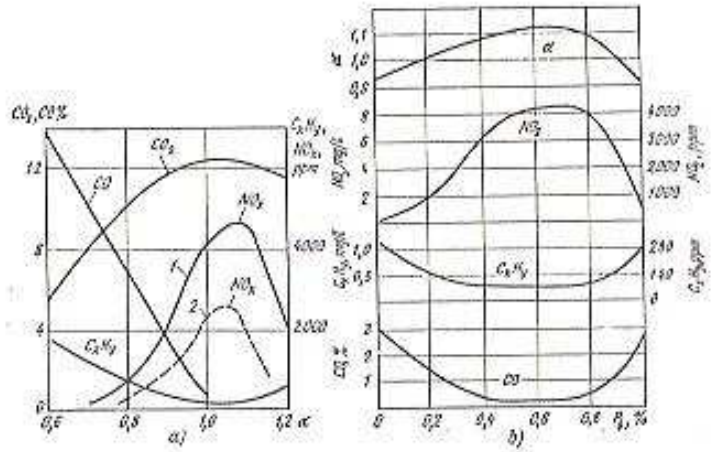


Fig. 86. Variación de los componentes tóxicos en los productos de combustión en función de α (*a*) y de la carga (*b*) en un motor de carburador

consecuencia de esto el rendimiento η_i se incrementa más intensamente con el crecimiento de ε que al quemar una mezcla enriquecida.

La composición de la mezcla ejerce considerable influencia sobre la formación de los componentes tóxicos de los productos de combustión. Como se desprende de los gráficos (fig. 86), cuando el motor funciona con una mezcla cuya composición corresponde al límite de empobrecimiento efectivo, en los productos de combustión no hay CO, mientras que el contenido de C_xH_y es mínimo. A medida que se enriquece la mezcla el contenido de CO y C_xH_y aumenta. Al empobrecer la mezcla por encima del límite de empobrecimiento efectivo el contenido de C_xH_y en los productos de la combustión también aumenta debido al empeoramiento del proceso de combustión.

El contenido de los óxidos de nitrógeno NO_x, al haber exceso de oxígeno, es tanto mayor cuanto más elevada sea la temperatura máxima del ciclo. En los motores de encendido por chispa la temperatura máxima del ciclo se logra para $\alpha = 0{,}85 \ldots 0{,}95$, pero debido a la ausencia de oxígeno libre la cantidad de NO_x resulta pequeña. La máxima cantidad de NO_x se forma para valores de α un poco mayores de la unidad ($\alpha \approx 1{,}05—1{,}1$), cuando la temperatura difiere insignificantemente de la máxima y al mismo tiempo en los productos de combustión hay cierta cantidad de oxígeno libre. En la fig. 86, *b* se representa el contenido de componentes tóxicos en función de la carga.

Reducción de la sección de paso. El límite de empobrecimiento efectivo en los motores de carburador varía insignificantemente,

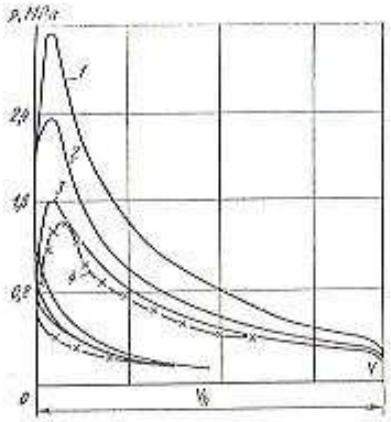


Fig. 87. Diagramas indicados del motor ZIL-130 para diferentes posiciones de la mariposa de gases ($n = 1200$ rpm): $1 - p_i = 0{,}919$ MPa; $2 - p_i = 0{,}68$ MPa; $3 - p_i = 0{,}34$ MPa; $4 - p_i = 0{,}19$ MPa

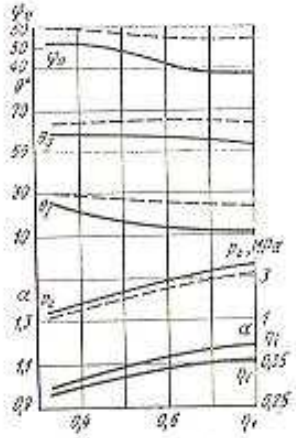


Fig. 88. Variación de los parámetros indicados del motor de carburador en función del rendimiento volumétrico η_v ($n = 2000$ rpm; $\varepsilon = 7{,}0$; gasolina A-74):

Líneas de trazos — $\alpha = 0{,}9$; líneas llenas — α para los óptimos valores de φ_a

lo que no permite, al disminuir la carga desde su máximo valor hasta el de marcha en vacío, emplear la regulación cualitativa. Si se toma en cuenta que la carga máxima se consigue siendo $\alpha = 0{,}8 \ldots 0{,}9$ y el límite de empobrecimiento efectivo es igual a $1{,}1—1{,}3$, la disminución de la carga (en 10—20 %) en caso de regulación cualitativa, para el sistema común de encendido, es posible sólo en la gama indicada de variación de α. La ulterior disminución de la carga se puede lograr disminuyendo la cantidad de mezcla que ingresa al cilindro. Semejante regulación cuantitativa se consigue cerrando la mariposa de gases (el estrangulador). Sin embargo, empleando solamente la regulación cuantitativa ($\alpha = \text{const}$) no se logra efectuar un buen desarrollo del proceso de combustión. Cuando por reducción de gases se disminuye la carga varían las condiciones de inflamación de la mezcla (véase el cap. VI) y el límite de empobrecimiento efectivo se desplaza hacia el lado de la mezcla más rica (curva *2* de la fig. 85). La disminución de la carga, aplicando la reducción de gases en el motor, influye visiblemente sobre la efectividad del aprovechamiento de calor.

En la fig. 87 se muestran las partes superiores de los diagramas indicados del motor ZIL-130 para diferentes posiciones de la mariposa de gases. A medida que se va cerrando esta última la presión máxima del ciclo va disminuyendo considerablemente.

En la fig. 88 se han representado las curvas de variación de algunos parámetros al reducir la sección de paso del motor MZMA-407 en función del coeficiente de llenado para dos casos, cuando $\alpha = 0{,}9 = \text{const}$ (regulación cuantitativa) y cuando los valores de α en todos los regímenes garantizan el máximo η_i (regulación mixta). Al disminuir η_v (especialmente para el caso de $\alpha = \text{const}$) se incrementa la duración de la fase inicial de la combustión θ_1, mientras que la duración de la fase principal de la misma θ_{II} casi no varía. En consecuencia, al reducir la sección de paso crece la duración total de la combustión. Para que el proceso de combustión transcurra cerca del P.M.S. es indispensable aumentar el ángulo de avance del encendido φ_a (véase la fig. 88). Sin embargo, el aumento del ángulo φ_a al reducir la sección de paso no es suficiente para compensar totalmente el crecimiento de la fase principal y, a medida que disminuye la carga, la duración de la combustión durante la expansión se va incrementando.

La influencia conjunta del desplazamiento del límite de empobrecimiento efectivo en dirección de las mezclas ricas y el empeoramiento de la eficacia en el aprovechamiento de calor en el ciclo, debido a la intensificación de la combustión residual en el proceso de expansión conduce a la disminución del rendimiento indicado η_i al disminuir la carga por reducción de gases. En la fig. 89 se muestra la variación de la composición de la mezcla, de η_i y de φ_a en función de la carga al reducir la sección de paso en los motores para diferentes ε y tipos de cámaras de combustión. Las curvas características representadas muestran que a medida que se eleva la frecuencia de rotación hasta cierto límite, η_i se incrementa prácticamente para todas las cargas. El punto *a* caracteriza el régimen para el cual en el caso de plena apertura de la mariposa de gases y del correspondiente enriquecimiento de la mezcla, se logra la máxima carga. Los segmetos *a—b* corresponden a la regulación cualitativa de la composición de la mezcla. En estos sectores η_i crece debido al empobrecimiento de la mezcla hasta el valor de α correspondiente al límite de empobrecimiento efectivo, manteniéndose prácticamen-

to casi invariable la posición del estrangulador. Al seguir disminuyendo la carga, van cerrando la mariposa de gases. La necesidad de enriquecer la mezcla conduce a una disminución de η_i tanto mayor cuanto más se enriquece la mezcla durante la disminución de la carga.

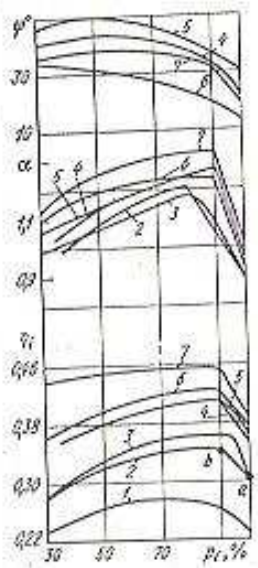


Fig. 89. Variación de la composición de la mezcla, η_i y φ_e en función de la variación de la carga (p_i en %) cambiando la posición de la mariposa para diversas cámaras de combustión, ε y n: 1 — cámara semitoroexoidal, $\varepsilon = 6,5$, $n = 1200$ rpm; 2 — ídem, $\varepsilon = 7$, $n = 2000$ rpm; 3 — ídem, $\varepsilon = 8,7$, $n = 2600$ rpm; 4 — cámara en el pistón, $\varepsilon = 8,0$, $n = 2000$ rpm; 5 — ídem, $\varepsilon = 8,0$, $n = 3000$ rpm; 6 — ídem, $\varepsilon = 10,95$, $n = 2000$ rpm; 7 — ídem, $\varepsilon = 10,95$, $n = 3000$ rpm

Al reducir la sección de paso, el contenido de hidrocarburos aumenta, mientras que siendo rica la mezcla ($\alpha < 1$) el contenido de CO en los productos de combustión resulta tanto mayor cuanto más rica sea la mezcla. Las investigaciones muestran que para la mínima frecuencia de rotación durante la marcha en vacío se observan omisiones del encendido. En consecuencia, a pesar de que $\alpha < 1$, en los productos de combustión, además de CO habrán oxígeno libre e hidrocarburos.

Angulo de avance al encendido. El ángulo de avance al encendido φ_e determina el desarrollo del proceso de combustión con respecto al P.M.S. y, en correspondencia con esto, la plenitud de aprovechamiento del calor caracterizado por el rendimiento indicado. Al cambiar el ángulo φ_e varían la temperatura, la presión y las condiciones de turbulización de la carga en el período en que se desarrolla el proceso de combustión.

Siendo excesivo el incremento de φ_e, el proceso de combustión transcurre fundamentalmente hasta el P.M.S. y al final del proceso de compresión se gasta cierto trabajo adicional. La curva *1* (fig. 90) caracteriza la variación del rendimiento indicado η_i en función del ángulo φ_e para un ciclo unitario con una composición dada de la mezcla. En los motores de encendido por chispa la combustión en los ciclos consecutivos transcurre desigualmente. Cuando se incrementa el avance al encendido las condiciones de inflamación empeoran y la desigualdad de la combustión en los ciclos consecutivos se incrementa, especialmente si la composición de la mezcla corresponde al límite de empobrecimiento efectivo.

La desigualdad de la combustión conduce a cierto empeoramiento del aprovechamiento de calor correspondiente a un ciclo de la serie con respecto al ciclo unitario. Este empeoramiento del aprovechamiento de calor, valorado por la magnitud $\Delta\eta_i$ (curva *2*) se incrementa con el aumento del avance al encendido φ_e. Por eso el máximo de la curva *3* del aprovechamiento medio de calor, para el conjunto de toda una serie de ciclos, se desplaza en dirección de los valores menores de φ_e. De esta manera, el avance óptimo del encendido para una serie de ciclos φ_{e_1} resulta ser menor que el avance óptimo de encendido para el ciclo unitario φ_{e_2}.

En la fig. 91, *a* se ilustran los diagramas indicados del motor GAZ-21A, sacados para diferentes ángulos φ_e. Aumentando el ángulo φ_e crece la presión máxima del ciclo p_z y el proceso de combustión se desarrolla en gran medida antes del P.M.S. en el proceso de compresión.

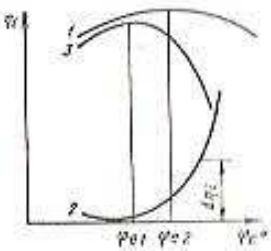


Fig. 90. Relación entre el rendimiento indicado y el ángulo de avance al encendido $\eta_i = f(\varphi_e)$

Para el régimen estudiado (fig. 91, *a*) de funcionamiento del motor, en la fig. 91, *b* se representan las curvas de los índices principales que caracterizan el desarrollo del proceso de combustión: la duración de las fases inicial θ_I y principal θ_{II} de la combustión; el ángulo después del P.M.S. φ_{p_z} para el cual se alcanza la máxima presión del ciclo p_z; la máxima presión p_z, así como las curvas η_i y p_i en función de φ_e. El mayor valor $\eta_i = 0,308$ se logró siendo $\varphi_e = 25°$, mientras que la máxima presión del ciclo $p_z = 4,7$ MPa se obtuvo para $\varphi_{p_z} = 6°$.

Los experimentos han mostrado que la variación del ángulo de avance al encendido no influye sobre el contenido de CO en los productos de combustión. A medida que disminuye φ_e hasta cierto límite, para el cual la calidad de la combustión aún no empeora, la cantidad de hidrocarburos disminuye. Al seguir disminuyendo φ_e, que conlleva al retraso en el encendido y al empeoramiento del proceso de combustión, puede incrementarse la concentración de C_xH_y en los productos de combustión.

La disminución de φ_e para valores de $\alpha > 1,05$ conduce a la reducción considerable del contenido de óxidos de nitrógeno en los productos de combustión, debido a que decrece el valor máximo de la temperatura en el ciclo como resultado de la continuación del proceso de combustión durante la expansión. En el transcurso de funcionamiento del motor con mezcla rica la magnitud de φ_e influye poco en el contenido de NO_x en los productos de combustión, debido a la ausencia de oxígeno libre. La tendencia que tiene la variación del contenido de NO_x en función de φ_e para diferentes valores de α se ilustra en la fig. 92.

Frecuencia de rotación. Cuando se eleva el régimen de velocidad (véase el cap. VI) el crecimiento del ángulo de rotación del cigüeñal

φ_i, correspondiente a las fases inicial θ_1 y principal θ_{11} de la combustión, se compensa aumentando el ángulo φ_e de tal manera que la efectividad del proceso de combustión en estas fases no empeore. Al mismo tiempo, al elevar la frecuencia de rotación n disminuyen

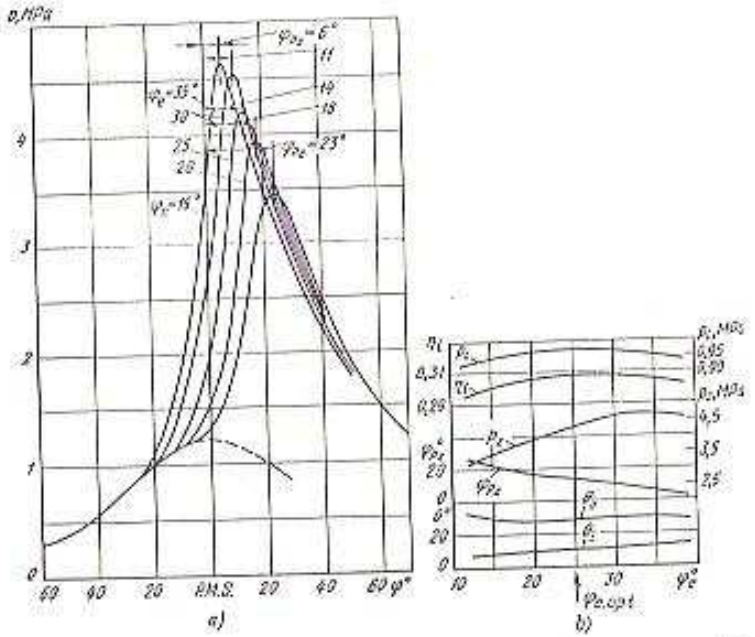


Fig. 91. Diagramas indicados y parámetros del motor de carburador para diferentes ángulos φ_e:
$n = 2200$ rpm; $\alpha = 0,9$; la mariposa de gases está completamente abierta

las pérdidas de calor por ciclo, debido a la reducción del tiempo para el intercambio de calor entre el gas y las paredes. Aumentando n se incrementa un poco la fase de combustión residual θ_{11}, pero al elegir correctamente el ángulo óptimo de φ_i para cada régimen de velocidad, el rendimiento indicado aumenta.

En la fig. 93 se muestra la relación de algunos parámetros indicados en función del régimen de velocidad del motor AZLK-412. De la fig. 93 se evidencia que aumentando la frecuencia de rotación es necesario aumentar el ángulo φ_e aproximadamente a tal grado como crece θ_1. La duración de la fase principal de la combustión θ_{11} varía insignificantemente. La presión máxima del ciclo p_z se eleva a medida que crece la frecuencia de rotación, lo que evidencia que

el proceso de combustión en la fase principal transcurre uniformemente. Aumentando la frecuencia de rotación (hasta $n = 3000$ rpm) el rendimiento indicado de este motor visiblemente se incrementa. En la zona de la frecuencia de rotación más elevada η_i crece menos intensamente, lo que se explica por el hecho de que la duración de la fase de combustión residual ejerce mayor influencia.

En la fig. 94 vienen expuestos los diagramas indicados del motor ZIL-130 durante su funcionamiento con la mariposa de gases completamente abierta en la gama de variación de n desde 800 hasta

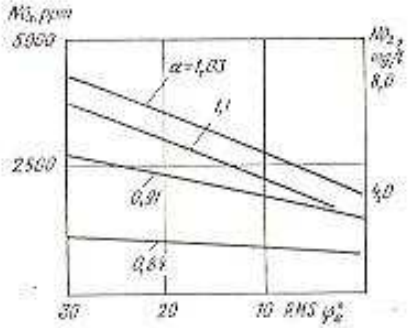


Fig. 92. Variación de la concentración de NO_x en los gases de escape en función del ángulo φ_z para diferentes valores de α

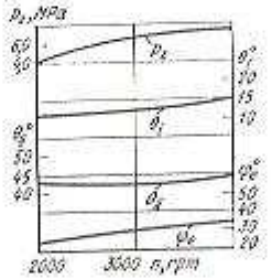


Fig. 93. Variación de los parámetros indicados del motor AZLK-412 en función de la velocidad de rotación n para el ángulo óptimo de φ_i y $\alpha = 1$

2400 rpm. El procesamiento de los diagramas indicados mostró que la velocidad con que crece la presión $dp/d\varphi$ en la fase principal de la combustión no sobrepasa 0.132 MPa/°.

Las investigaciones realizadas en el Instituto Central de Investigaciones Científicas de motores de automóviles (NAMI) sobre los motores de carburador han mostrado que el contenido de CO aumenta a bajas frecuencias de rotación, como resultado del empeoramiento de la calidad en la formación de la mezcla y del incremento en la irregularidad de la distribución del combustible por los cilindros. En este caso la cantidad de NO_x disminuye. Con el crecimiento de n disminuye el contenido de hidrocarburos en los productos de combustión, como resultado del mejoramiento de la calidad en la formación de la mezcla.

Distribución de la mezcla de trabajo por los cilindros del motor. Las investigaciones han mostrado que en un motor multicilíndrico a los cilindros individuales la mezcla ingresa con una composición desigual. Esto ocurre principalmente porque, en el proceso de movimiento del combustible en el conducto de aspiración, la película

de combustible formada se mueve por la pared del conducto a menor velocidad (en 50—60 veces) que la mezcla de aire y vapor, a causa de lo cual a cada uno de los cilindros se dosifica una cantidad desigual de combustible. En consecuencia, inclusive si la distribución de la mezcla vapor-aire a los cilindros es igual, lo que no siempre es

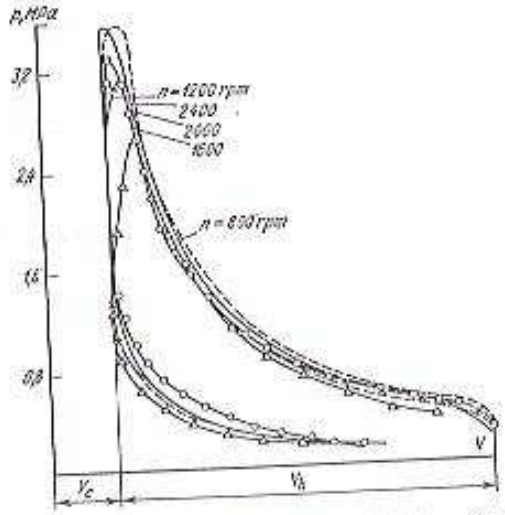


Fig. 94. Diagramas indicados del motor ZIL-130 (la mariposa de gases está completamente abierta)

realizable, el coeficiente de exceso de aire α en los cilindros individuales será diferente. Las investigaciones muestran que paralelamente con la composición desigual de la mezcla en los cilindros individuales puede ser diferente la cantidad de determinadas fracciones del combustible y de sus aditivos (en particular los antidetonantes). Para semejante distribución no uniforme de la mezcla en cuanto al coeficiente α y a la composición del combustible pueden empeorarse los índices de potencia y de economía del motor, elevarse los requerimientos hacia el octanaje del combustible e incrementarse la toxicidad de los gases quemados.

Para evaluar la desigualdad de la distribución de la mezcla que ingresa a cada cilindro de un motor multicilíndrico se emplea la relación

$$D_i = \frac{\alpha_{ci} - \alpha_{cm}}{\alpha_{cm}} 100\%,$$

donde D_i es la desviación relativa; α_{ci}, α_{cm} los coeficientes de exceso de aire en un cilindro dado y el promedio para todo el motor respectivamente.

Se utilizan también criterios con el fin de determinar las diferencias media y máxima en la composición de la mezcla en los cilindros.

En la fig. 95 se muestra, en calidad de ejemplo, el carácter que tiene la distribución de la mezcla por los cilindros de un motor de cuatro cilindros. De la fig. 95 se infiere que al funcionar el motor en

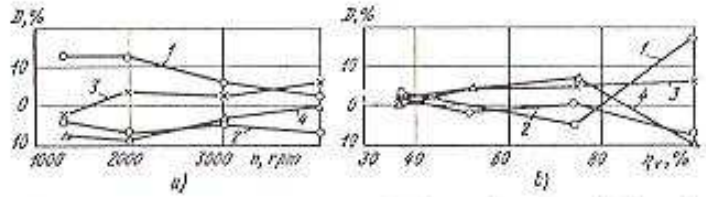


Fig. 95. Irregularidad de la distribución de la mezcla en los cilindros de un motor de cuatro cilindros en función de η_{ev}, para $n = 2000$ rpm:

a — cuando el motor funciona siguiendo la característica externa de velocidad; б — siguiendo la característica de carga; 1 — 4 — números de los cilindros

el régimen correspondiente a la característica externa de velocidad, la desviación relativa de la composición de la mezcla en el primer cilindro a baja frecuencia de rotación es un poco mayor, mientras que en el cuarto es un poco menor de 10%. En los regímenes de velocidad más elevada la distribución de la mezcla por cilindros resulta más uniforme. La desigualdad a pequeñas y medianas cargas es insignificante.

Para distribuir uniformemente la composición de la mezcla por los cilindros se perfecciona el múltiple de admisión, se mejora la estructura de los elementos del carburador, se utilizan carburadores de varios cuerpos, etc. La mínima desigualdad puede alcanzarse aplicando el sistema de inyección de combustible a cada cilindro.

Sobre la distribución de la mezcla por los cilindros influye la calidad de la gasolina. Así por ejemplo, la gasolina AI-93 que se emplea en los motores de automóviles ligeros, contiene una gran cantidad de hidrocarburos aromáticos, que constituyen la parte de más alto octanaje de las gasolinas. En la fig. 96 se muestra la distribución de los números de octano según las fracciones de la gasolina. Los hidrocarburos aromáticos se agrupan en las fracciones pesadas de la gasolina y por eso tienen elevada temperatura de ebullición t_e.

La volatilización de la gasolina en el conducto de admisión va acompañada de la separación en fracciones de la misma. En el proceso de admisión se evaporan principalmente las fracciones que ebullen a bajas temperaturas. Dichas fracciones ingresan al cilindro formando una mezcla vapor-aire. Las fracciones que ebullen a alta temperatura se asientan sobre la pared del conducto de admisión en forma de una película líquida que evaporándose paulatinamente se mueve por el múltiple de admisión. Al emplear gasolinas

de elevado octanaje, al cilindro ingresan ante todo las fracciones que ebullen a baja temperatura con relativamente bajo octanaje. Esto es debido al desarrollo descrito del proceso de formación de la mezcla durante la aspiración (especialmente en los regímenes no

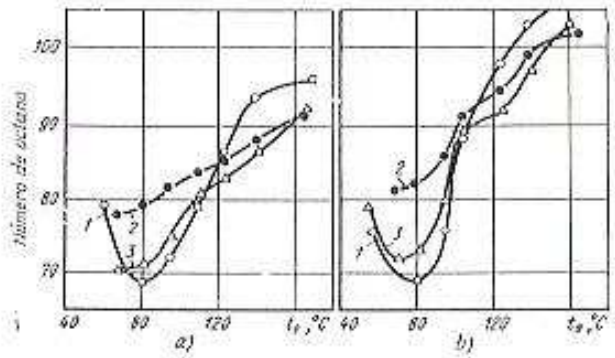


Fig. 93. Distribución de los números de octano en las fracciones de las gasolinas: a — método motor; b — método de investigación; 1 — gasolina obtenida por reformingcatalítico rígido; 2 — gasolina AI-93 no etilada; 3 — gasolina AI-93 etilada

estacionarios), lo que puede conducir a la aparición de la detonación. La mayor influencia, sobre la distribución por los cilindros de la gasolina que tiene diferente resistencia a la detonación, la ejerce la gasolina etilada, lo que está vinculado con la distribución desigual del plomo tetraetilo durante la ebullición de las fracciones por separado.

§ 3. Influencia de distintos factores sobre los parámetros indicados y tóxicos del motor Diesel

Calidad de la formación de la mezcla y tipo de la cámara de combustión. La calidad de la formación de la mezcla y el tipo de la cámara de combustión en el motor Diesel dependen de la combinación de una serie de factores, de los cuales los más importantes son los siguientes:

1) los parámetros del equipo de inyección de combustible, determinados por la característica de inyección, el suministro de combustible en tiempo, la calidad de pulverización, la profundidad de penetración del chorro en la cámara y la forma que tiene el chorro;

2) la organización del movimiento dirigido del aire en el período de inyección de combustible;

3) los parámetros termodinámicos del medio;

4) las propiedades del combustible.

En función del carácter que tenga la formación de la mezcla aire-combustible distinguen los siguientes procedimientos de formación de la mezcla:

1. En el volumen de la cámara de combustión (formación volumétrica de la mezcla), cuando el combustible se inyecta directamente en el medio de aire en movimiento, además se supone que aquél no tocará las superficies que limitan la cámara de combustión. En este caso, el combustible puede inflamarse en unas cuantas zonas donde las temperaturas son más elevadas y la composición de la mezcla se encuentra en los límites de concentración para los cuales resulta posible inflamar el combustible.

2. La mayor parte del combustible inyectado cae sobre la superficie caliente de la cámara de combustión en forma de una fina película (formación pelicular de la mezcla) y sólo una pequeña parte (aproximadamente el 6%) se pulveriza en el volumen de la cámara de combustión (proceso M). Durante la inflamación de la porción de combustible que se encuentra en el volumen de la cámara de combustión, la película de combustible se volatiliza y los vapores de combustible, por efecto del intenso movimiento de aire se mezclan con éste y se trasladan a la zona donde tiene lugar la combustión.

También existe el método de formación de la mezcla aire-combustible, en el cual gran parte del combustible inyectada va a parar al volumen de la cámara de combustión situada cerca de las paredes (capa superficial) donde se realiza la vaporización del combustible. En vista de que la cantidad de combustible evaporada en esta zona sobrepasa el límite superior de concentración de la mezcla (mezcla sobreenriquecida), la inflamación del combustible resulta imposible. El combustible evaporado se arrastra por la carga de aire en movimiento trasladándose hacia el centro de la cámara y paulatinamente comienza a participar en la reacción de combustión. Para este método de mezclar los vapores de combustible con el aire, así como para el proceso M, la presión se eleva gradualmente durante el proceso de combustión.

3. La formación de la mezcla volumétrico-peliclar, en la cual una parte del combustible durante el proceso de inyección va a parar al volumen de la cámara de combustión y la otra parte cae sobre su superficie.

Los esquemas de principio de cámaras de combustión se muestran en la fig. 97. En la cámara de inyección directa (de cavidad única) de tipo abierto (fig. 97, *a*), en comparación con otras cámaras, la velocidad de movimiento dirigido del aire al final de la compresión es la mínima y en función de la frecuencia de rotación alcanza aproximadamente en el período de inyección 0—10 m/s. Como consecuencia en la cámara de este tipo se utilizan inyectores de varias toberas con gran número de agujeros (hasta siete) de pequeño diámetro (0,12—0,15 mm), y creando además una elevada presión de inyección (de hasta 100 MPa y más).

En la fig. 97, *b* viene representada la cámara de combustión, la mayor parte del espacio de la cual (80%) está concentrada en el hueco del pistón. La relación *d/D* en estas cámaras se elige de tal manera que sobre el expulsor quede la mínima cantidad de aire y que cuando el pistón se acerque al P.M.S. el aire pase rápidamente

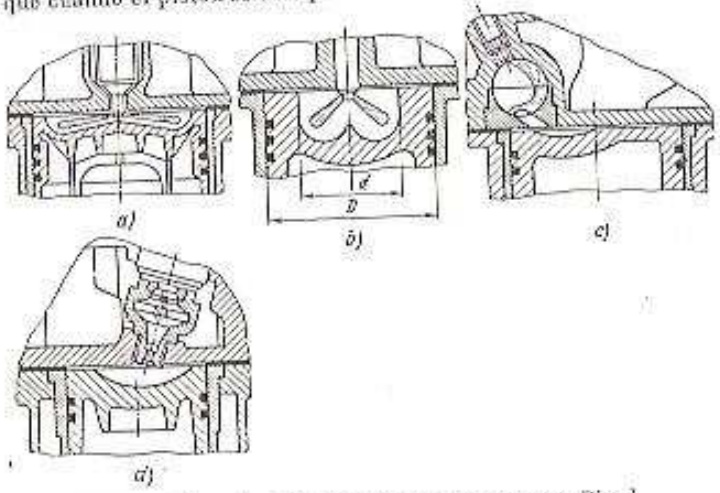


Fig. 97. Cámaras de combustión utilizadas en los motores Diesel

a la cámara de combustión principal. El movimiento, preponderantemente tangencial, del aire que se acelera en el proceso de compresión, permite emplear inyectores con menor número de agujeros en la tobera (3—4) y disminuir la presión de inyección hasta 15—17,5 MPa.

En las cámaras de combustión separadas de torbellino (fig. 97, *c*) el movimiento dirigido del aire se engendra en el proceso de compresión. La existencia de una relativamente estrecha garganta condiciona el paso de la carga fresca a gran velocidad hacia la cámara auxiliar (véase el cap. XV), así como el paso inverso de la mezcla ardiente aire-combustible a la cámara de combustión, situada en el espacio dispuesto encima del pistón. En estas condiciones se utiliza un inyector con el pulverizador de pistón, que tiene un agujero cuyo diámetro es de 1—2 mm, disminuyendo la presión de inyección hasta 12,5—15 MPa. Para utilizar con mayor plenitud el oxígeno que se encuentra en el espacio sobre el pistón, la forma de la superficie de la cámara de combustión, situada en la cara del mismo, deberá hacerse en concordancia con la dirección de los chorros que salen de la cámara de torbellino.

En las antecámaras (fig. 97, *d*) la energía cinética que se forma durante el paso del aire en el proceso de compresión, se utiliza para mezclar intensamente el aire con el combustible. Los orificios de

comunicación de sección relativamente pequeña contribuyen a que la salida de la antorcha desde la antecámara sea a gran velocidad. En los motores de precombustión también hay que hacer concordar la forma de la cámara de combustión situada encima del pistón con la dirección del chorro ardiente que sale de la antecámara.

Los parámetros indicados del motor dependen del tipo de cámara de combustión y del equipo de alimentación de combustible, los cuales influyen sobre el desarrollo del proceso de combustión y la característica del desprendimiento de calor, así como sobre las pérdidas caloríficas e hidrodinámicas en el ciclo.

En las cámaras de combustión de todos los tipos se puede lograr un desarrollo satisfactorio del proceso de combustión. Las cámaras de combustión separadas tienen menor rendimiento indicado

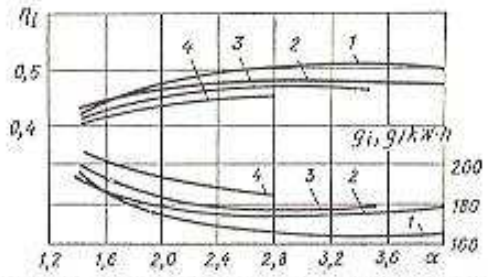


Fig. 98. Variación de η_i y g_i en función de α para diferentes tipos de cámaras de combustión

a causa de la pérdida irreversible de calor que se gasta para hacer pasar el fluido operante, así como debido a que las superficies de transmisión de calor son relativamente mayores.

En la fig. 98 se representan los valores de η_i y sus correspondientes magnitudes de g_i en función de α para cámaras de combustión de diferentes tipos.

La cámara no separada (curva *1*) y la semiseparada (curva *2*), para amplios límites de variación de α, tienen mejores índices de aprovechamiento de calor. La antecámara con pequeña caída de presión (curva *3*), debido a sus pérdidas insignificantes para la reducción de la presión se acerca, por sus índices, a las cámaras no separadas. En un motor Diesel con cámara de torbellino (curva *4*), en comparación con las cámaras anteriormente estudiadas, η_i es menor.

Las investigaciones muestran que el proceso de combustión en la cámara no separada (véase la fig. 97, *a*) transcurre primordialmente con formación volumétrica de la mezcla y obteniendo la mayor velocidad de crecimiento de la presión $\Delta p/\Delta\varphi$ en la fase de combustión rápida. Al aplicar antecámaras con pequeña caída de presión, el parámetro $\Delta p/\Delta\varphi$ resulta ser el mínimo.

La aparición de componentes tóxicos en los productos de combustión depende de qué tipo de cámara se emplee. En la cámara de combustión no separada, para una misma relación de compresión que en las separadas y semiseparadas, la temperatura en el instante de inyección del combustible es mayor, debido a que las pérdidas caloríficas e hidráulicas resultan menores; puesto que la duración del período de retraso de la inflamación es mayor, por lo tanto, se incrementa la cantidad de combustible volatilizado que se inflama y quema en la fase de combustión rápida. En consecuencia, la temperatura bruscamente se eleva, lo que, al haber exceso de oxígeno, da lugar al incremento del contenido de óxidos de nitrógeno en los productos de combustión.

En las cámaras de combustión no separadas y semiseparadas durante el proceso de formación de la mezcla aparecen zonas con mezcla sobreenriquecida, donde paralelamente con la combustión tiene lugar la desintegración del combustible y la formación de carbono (negro de carbón). Como resultado de esto, los motores Diesel con los tipos señalados de cámaras de combustión poseen una elevada tendencia a la emisión de humos, aunque parte del carbono se quema en el proceso de expansión. Para asegurar un escape sin humos de los gases quemados los valores límites del coeficiente α a plena carga tienen aquí mayores valores en comparación con las cámaras de combustión separadas.

En estas últimas el combustible se inyecta en la cámara de torbellino o en la antecámara, donde la cantidad de aire es insuficiente para quemar todo el combustible. Como consecuencia de esto, a pesar de que en el proceso de combustión la temperatura es elevada, la formación de óxidos de nitrógeno resulta dificultada por falta de oxígeno. Posteriormente el proceso se desarrolla en la cavidad del pistón, donde, a pesar de que se tiene exceso de oxígeno, la combustión se efectúa a menores temperaturas. Esto, así como el movimiento intenso de la carga durante su paso a la cámara principal, conduce a que en los gases quemados haya menor cantidad de óxidos de nitrógeno y negro de carbón en comparación con las cámaras de combustión no separadas y semiseparadas. El contenido de monóxido de carbono en los productos de combustión de los motores Diesel, con una buena organización del proceso de formación de la mezcla y combustión, es insignificante al emplear cualquier cámara de combustión.

En aquellos casos cuando es necesario limitar bruscamente la cantidad de componentes tóxicos, se da preferencia al empleo de cámaras de combustión separadas.

En la fig. 99 se representa la variación del contenido de CO y NO_x en función de la carga, para motores Diesel con diferentes tipos de cámaras de combustión. Los valores menores de las concentraciones de NO_x y CO se consiguen utilizando la cámara de torbellino.

Relación de compresión. Al elevar la relación de compresión, la

temperatura y presión en el período de inicio de la inyección del combustible, crecen; esto condiciona la reducción del período del retraso de la inflamación (véase el cap. VI). En los motores Diesel policarburantes, al funcionar con gasolina, para disminuir la duración del período de retraso de la inflamación θ_i y la velocidad de crecimiento de la presión en la fase de combustión rápida, elevan la relación de compresión hasta 21 y más. Elevar ε conviene también para mejorar las condiciones del arranque. El rendimiento indicado

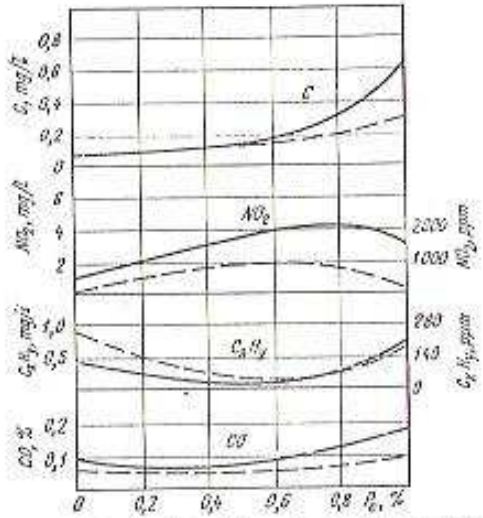


Fig. 99. Contenido de NO_x, C_nH_m y CO en los gases de escape en función de la carga para diversas cámaras de combustión:
las líneas llenas corresponden a la semiseparada (en el pistón); las de trazos, a las separadas de turbulencia

en la gama de ε, utilizadas en los motores Diesel, varía insignificantemente. El crecimiento de la temperatura para elevadas ε conduce, especialmente a medianas y grandes cargas, al incremento del contenido de óxidos de nitrógeno en los productos de combustión.

Al sobrealimentar un motor Diesel rápido, para obtener la máxima presión tolerable del ciclo ($p_z \leq 12{,}5 \ldots 13{,}5$ MPa), partiendo de las condiciones de resistencia del mecanismo biela-manivela, reducen la relación de compresión en función de los valores adoptados de p_k hasta 16—12.

Una de las medidas que permite limitar p_z es la disminución automática de la relación de compresión. La que más perspectiva tiene en caso de sobrealimentación es el empleo de una estructura especial del pistón para regular automáticamente la relación de compresión, lo que permite variar automáticamente el volumen de

la cámara de combustión V_c y disminuir de esta manera la relación de compresión, cuando p_z aumenta por encima de cierto límite fijado.

Angulo de avance a la inyección. Para obtener los índices indicados óptimos es necesario que la inyección de combustible, to-

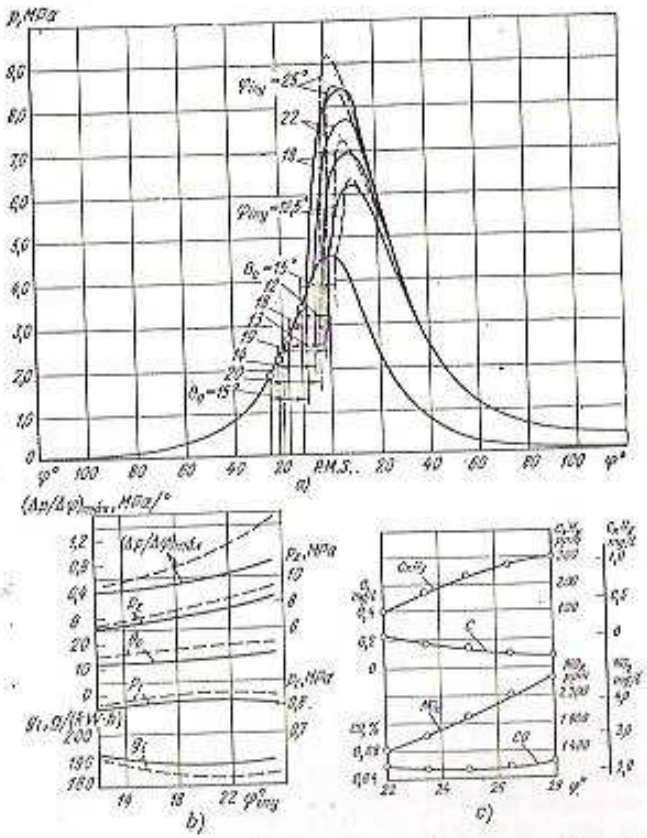


Fig. 100. Diagramas indicados, parámetros indicados y toxicidad del motor Diesel en función de φ_{inyec}:
las líneas llenas corresponden al combustible DL, NC-51; las de trazos, a la gasolina A-72, NC-26

mando en consideración la duración del período de retraso de la inflamación, empiece de tal manera que el proceso se desarrolle cerca del P.M.S. En la fig. 100, *a* están superpuestos los diagramas

indicados del motor con cámara de combustión semiseparada tipo YaMZ para diferentes ángulos φ_{inyec}. Los diagramas se sacaron cuando el motor funcionaba con combustible Diesel ДА(DL) (N.C. = 51) y con gasolina A-72 (N.C. = 76). Los ensayos se efectuaron a n = = 1600 rpm, manteniendo constante el suministro de combustible por ciclo. En la fig. 100, *b* vienen mostradas las dependencias de los parámetros indicados del motor en función de φ_{inyec} para ambos combustibles.

Aumentando φ_{inyec} crecen la máxima presión p_z, $\Delta p/\Delta\varphi$ y θ_p'. Al usar combustible Diesel y variar φ_{inyec} dentro de los límites de 14—25°, p_z crece desde 6,2 hasta 8,3 MPa, $\Delta p/\Delta\varphi$ respectivamente desde 0,4 hasta 0,8 MPa/° y θ_e desde 12 hasta 15° (τ_i = 1,25 . . . . . 1,55 m/s); para la gasolina p_z se incrementa desde 6,4 hasta 9,2 MPa, $\Delta p/\Delta\varphi$ desde 0,5 hasta 1,5 MPa/° y θ_e desde 15 hasta 20° (τ_i = 1,55 . . . 2,1 m/s). El mayor valor de p_i y el mínimo de g_i se alcanzaron al emplear combustible Diesel, siendo φ_{inyec} = 20° y al utilizar gasolina A-72 siendo φ_{inyec} = 22°.

Para elevadas cargas (p_i = 8 . . . 8,5 MPa) funcionando con gasolina el consumo específico de combustible es 2—5 g/(kW·h) menor que cuando funciona con combustible Diesel, pero siendo elevado el valor de p_z y sustancialmente mayor velocidad $\Delta p/\Delta\varphi$ en la fase de combustión rápida. Utilizando gasolina, la economía bruscamente empeora a medida que disminuye la carga.

Al inyectar con extremada anticipación, el período de retraso de la inflamación se incrementa, debido a que la temperatura del aire, en el instante del inicio de la inyección, es relativamente baja. Simultáneamente el proceso de combustión se desplaza con respecto al P.M.S. de tal manera que la máxima presión p_z se alcanza antes de que el pistón llegue a dicho punto. Esto va acompañado de un brusco aumento del trabajo de compresión, de la reducción del trabajo de expansión y del decrecimiento respectivo de los parámetros indicados. Además, la fase de combustión rápida se caracteriza por una elevada velocidad de crecimiento de la presión.

La inyección atrasada del combustible conduce a que el proceso de combustión comience después del P.M.S., en el proceso de expansión, y transcurra con un incremento lento de la presión y con pequeñas magnitudes de $\Delta p/\Delta\varphi$. La inyección atrasada hace empeorar los parámetros indicados. El ángulo óptimo φ_{inyec} depende de ε, del método de formación de la mezcla, de los regímenes de velocidad y de carga del motor, y de la especie de combustible empleado. Para cada motor el ángulo φ_{inyec} se elige partiendo de los resultados obtenidos en las investigaciones experimentales.

La disminución de φ_{inyec} (véase fig. 100, *c*), por efecto del decrecimiento de la temperatura máxima del ciclo del motor Diesel, considerablemente reduce el contenido de NO_x. La cantidad de CO no depende del ángulo φ_{inyec}. Al disminuir φ_{inyec} el contenido de C_xH_y decrece. La cantidad de humos en los gases de escape se incrementa al disminuir φ_{inyec}. Si existen limitaciones, en cuanto al

contenido de NO_x en los productos de combustión, es necesario disminuir el ángulo φ_{inyec} con respecto al valor óptimo, lo que empeora en cierta medida la economía del motor.

Carga. Para disminuir la carga del motor Diesel se emplea la regulación cualitativa del motor (véase el cap. VI), para la cual aumenta el coeficiente medio de exceso de aire α en el volumen de la cámara de combustión. La disminución del calentamiento de la mezcla de trabajo al reducir la carga y el incremento por esta razón del coeficiente de llenado (véase el cap. VI) conducen a la intensificación del empobrecimiento de la mezcla. La presencia en los productos de combustión, al disminuir la carga, de menor cantidad de gases triatómicos (es decir, mayor k_m), así como la disminución del grado de expansión previa ρ contribuye (véase el cap. I) al incremento de η_i.

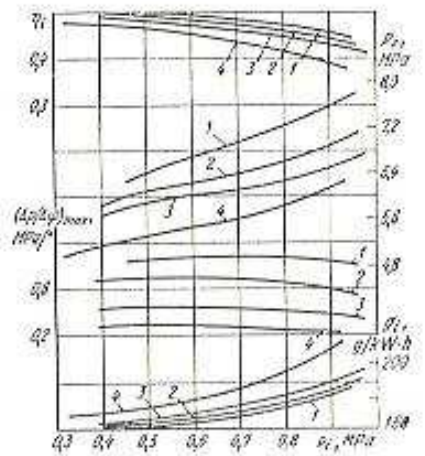


Fig. 101. Relación entre los parámetros indicados del motor (tipo YaMZ y la carga, para varias velocidades de rotación:
1 — n = 2100 rpm; 2 — n = 1750 rpm; 3 — n = 1500 rpm; 4 — n = 900 rpm.

Para elevados valores de α, correspondientes a las cargas cercanas a las de la marcha en vacío, se observa cierta disminución de η_i y elevación de g_i, lo que es el resultado del empeoramiento de las condiciones de combustión del carburante, debido al decrecimiento del grado de pulverización de las pequeñas porciones del mismo y al aumento del período de retraso de la inflamación. La disminución de la carga en los motores Diesel conduce al incremento de α. Por lo tanto, los gráficos de la fig. 98, trazados en función de α, simultáneamente ilustran la variación de los parámetros indicados en función de la carga.

En la fig. 101 se muestran los parámetros indicados de un motor Diesel con cámara de combustión tipo YaMZ en función de la carga para diferentes frecuencias de rotación. En cada régimen de velocidad, el ángulo φ_{inyec} fue elegido el óptimo siendo p_i = 0,9 MPa y no se modificaba al disminuir la carga. Cuando disminuye la carga, η_i aumenta mientras que la presión máxima p_z decrece. La magnitud $(\Delta p/\Delta\varphi)_{max}$ depende poco de la carga. El aumento de η_i al disminuir la carga resulta ser un factor positivo que mejora la economía del motor Diesel para vehículos, cuando funciona a bajas cargas. La influencia que ejerce la carga sobre el contenido de NO_x y CO en los productos de combustión viene mostrada en la fig. 95.

Frecuencia de rotación. Aumentando la frecuencia de rotación mejora la calidad de pulverización del combustible, crece la velocidad de movimiento del aire y la temperatura, así como la presión al final del proceso de compresión alcanzan valores más elevados. A partir de los datos de la fig. 101 se deduce que con el aumento de n, la acción conjunta de los factores señalados condiciona la elevación de η_i, aumentando simultáneamente p_z y la velocidad $\Delta p/\Delta\varphi$ en la fase de combustión rápida.

Con el crecimiento de n, los parámetros indicados mejoran hasta que funcione fiablemente el equipo de alimentación de combustible y el coeficiente de llenado se mantenga lo suficiente alto.

Influencia de la velocidad de movimiento de la mezcla de trabajo. Para cada combinación de los parámetros del equipo de suministro de combustible y de la velocidad de movimiento de la carga del aire, en el período de inyección del combustible en las cámaras no separadas, existe una velocidad óptima de la mezcla de trabajo, bajo la cual se garantiza el mejor aprovechamiento del calor. Al menguar esta velocidad con respecto al valor óptimo, las máximas presión p_z y temperatura T_z disminuyen y decrece respectivamente la magnitud $\Delta p/\Delta\varphi$. A medida que se incrementa la velocidad por encima de la óptima, debido a la discordancia de su magnitud con las condiciones de inyección del combustible, el aprovechamiento de calor sustancialmente empeora. Las condiciones para las cuales se consigue la velocidad óptima, aseguran también la disminución de la emisión de humos en el escape del motor Diesel.

En las cámaras de combustión separadas donde el combustible se inyecta en la cámara auxiliar, la dimensión de las secciones de paso de la garganta de comunicación que garantizan la velocidad óptima de paso del aire a la cámara auxiliar en el proceso de compresión y el paso del chorro ardiente a la cámara principal, también ejercen influencia considerable sobre los índices del motor Diesel.

Influencia del huelgo entre la cabeza del pistón y la culata. Los parámetros indicados del motor Diesel dependen de la cantidad de aire que participa en el proceso de combustión. Particularmente, en el caso de que se emplean cámaras de combustión semiseparadas, ejerce influencia considerable en los índices del motor el huelgo que está sobre la cara del pistón δ_{hf}. Al disminuir δ_{hf}, o sea, al variar, a causa de esto, la relación de compresión, debido a que la relación del volumen de la cámara de combustión en el émbolo V_{cc} con respecto al volumen total de la cámara de combustión V_c crece; así como al aumentar la cantidad de aire que pasa al volumen V_{cc}, los índices del motor mejoran.

El mínimo valor admisible de δ_{hf} se determina por las condiciones bajo las cuales el conjunto de tolerancias de fabricación de las piezas articuladas garantice la posibilidad de que todo el mecanismo biela-manivela funcione fiablemente y la imposibilidad de que el

pistón en su posición del P.M.S. entre en contacto con la culata y las válvulas.

En la fig. 102 se representan las curvas de los índices del motor Diesel YaMZ-238 en función de la magnitud del huelgo entre el pistón y la culata. De la fig. 102 se desprende que al disminuir el huelgo considerablemente mejoran todos los índices del motor Diesel (incluyendo la emisión de humos de los gases quemados). Por efecto del crecimiento de la presión máxima y, por lo tanto, de la temperatura del ciclo, la cantidad de óxidos de nitrógeno se incrementará a medida que disminuya δ_{hp}.

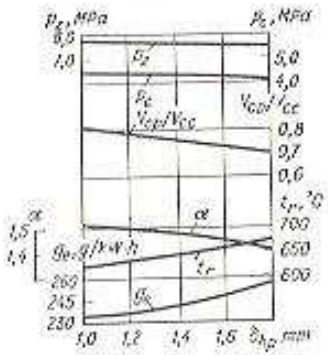


Fig. 102. Influencia del huelgo en la cara del pistón δ_{hp} sobre los parámetros del motor YaMZ-238 (n = 2100 rpm)

Propiedades del combustible. Estas ejercen influencia sobre los parámetros indicados del motor principalmente modificando el período de retraso de la inflamación. Este se puede reducir agregando pequeñas cantidades de aditivos especiales al combustible. En calidad de aditivos se emplean nitratos, nitritos y diferentes tipos de peróxidos. Agregando aditivos al combustible se puede elevar su número de cetano (tabla 16) y obtener un medio efectivo para disminuir no solamente el período de retraso sino también la presión máxima del ciclo.

El aumento del número de cetano y la disminución del período de retraso, mediante el empleo de aditivos, no garantizan elevado

16. Número de cetano de los combustibles en función del contenido de aditivos

Aditivos	Contenido de aditivos, %					
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
Metiletanoato	33	39	44	50	55	60
Peróxido de acetona	33	41	45	51	57	68
Nitrato de etilo	33	39	44	49	53	57
Isoamilnitrato	33	39	44	49	54	58
Peróxido de butilo	33	43	48	55	57	60

rendimiento indicado y la disminución de la emisión de humos en los gases de escape, cuando el motor trabaja con diferentes combustibles.

Ultimamente se ha comenzado a introducir aditivos multifuncionales que actúan positivamente también sobre la fase final de la combustión. Estos aditivos mejoran los parámetros indicados del motor y disminuyen el contenido de humos en los productos de combustión. En la fig. 103 se muestra la variación del contenido de negro de carbón en los productos de combustión en función de la carga del motor al emplear aditivos con contenido metálico a base de bario A_1 y manganeso IITM (TsTM). La mayor efectividad se alcanza utilizando aditivos complejos, compuestos de 1,0% de A_1 y 0,05% de TsTM en masa.

Los parámetros indicados del motor dependen de la densidad del combustible. Cuando la densidad varía a t = 20 °C desde ρ_c = = 0,74 (gasolina) hasta ρ_c = 0,80 g/cm³ (80% de combustible para motores y 20% de keroseno de alumbrado) en caso de formación de

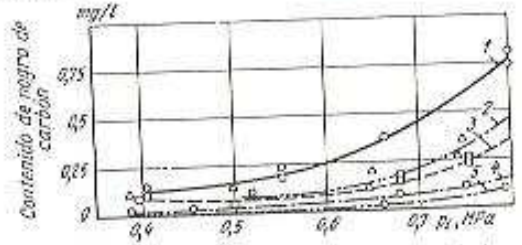


Fig. 103. Contenido de negro de carbón en los productos de la combustión en función de los aditivos que contenga el combustible a diferentes cargas: 1 — combustible sin aditivos; 2 — 0,05% (en masa) del aditivo TsTM; 3 — 1,5% de aditivo A_1; 4 — 1% de aditivo A_1 y 0,05% de TsTM; 5 — 1% de A_1 y 0,05% de TsTM con un 5° de incremento de φ_{inyec} comparado con el valor óptimo

la mezcla preponderantemente volumétrica siendo constante el suministro de combustible por ciclo, el máximo valor de p_i que puede obtenerse disminuye, mientras que el consumo específico y la cantidad de emisión de humos se incrementan. La presión máxima del ciclo p_z y $\Delta p/\Delta\varphi$ a medianas y elevadas cargas disminuyen a medida que aumenta ρ_c. A pequeñas cargas, cuando la temperatura de las paredes que limitan la cámara de combustión considerablemente disminuye ($p_i < 0{,}55$ MPa), el mejor aprovechamiento de calor se logra cuando funciona con combustible Diesel de verano (ρ_c = = 0,82 g/cm³).

En caso de que el método de formación de la mezcla sea preponderantemente volumétrico y se emplee gasolina, es decir, cuando se puede obtener una inflamación estable ($p_i > 0{,}55$ MPa), la duración del retraso de la inflamación es sustancialmente mayor que al funcionar con combustible Diesel y, como consecuencia, en la fase de combustión rápida el valor de $\Delta p/\Delta\varphi$ resulta elevado. Señalemos también, que para suministros elevados por ciclo y respectivamente pequeños coeficientes de α, al utilizar gasolina, la cantidad de humo en los gases quemados crece considerablemente. Para desarrollar

satisfactoriamente el proceso de combustión y obtener los correspondientes parámetros indicados, al utilizar diversos combustibles (Diesel policarburante), se emplea la volatilización peliculur u otros métodos de estratificación de la carga (véase el cap. XV). En este caso surgen complicaciones cuando el motor Diesel funciona con combustibles ligeros durante el arranque y en marcha en vacío, debido a la baja temperatura de las paredes (dificultad en el arranque, aparición de aldehídos en los productos de combustión, humo claro y olor desagradable de los gases de escape).

§ 4. Influencia que ejercen los parámetros del ciclo sobre la potencia indicada y la presión media indicada

La presión media indicada p_i y la potencia indicada N_i de los motores que utilizan combustible líquido se determinan recurriendo a las fórmulas (213) y (214).

La relación H_u/l_0 depende de la composición de la mezcla y caracteriza el calor de combustión de la misma para $\alpha = 1$. Para los combustibles líquidos empleados en los motores de automóviles y tractores la relación H_u/l_0 oscila entre límites reducidos y puede adoptarse constante ($H_u/l_0 \approx 3{,}0$ MJ/kg).

Cuando se incrementa η_i debido a un mejor aprovechamiento del calor el límite alcanzable de p_i y de la potencia N_i del motor crecen. La máxima potencia, al mantener iguales las demás condiciones, se logra cuando η_i/α -máx.

Las condiciones de desarrollo del proceso de combustión en función de la composición de la mezcla (véase el cap. VI) difieren en los motores de encendido por chispa y en los Diesel. Por esta razón la influencia de η_i/α sobre p_i y N_i deberá examinarse por separado para dichos motores. En la fig. 104 vienen mostradas las curvas de variación de η_i y η_i/α en función de α para los motores con formación externa de la mezcla y de encendido por chispa (fig. 104, *a*) y para el motor Diesel (fig. 104, *b*). El valor de η_i en los motores de encendido por chispa tiene su valor máximo cuando α corresponde al límite de empobrecimiento efectivo. Para conseguir los máximos valores de p_i y N_i es necesario enriquecer la mezcla hasta el momento en que η_i/α alcance su máximo valor. La zona rayada caracteriza los valores de α que limitan el margen de regulación del motor para obtener la máxima potencia o economía.

En el motor Diesel el límite de empobrecimiento efectivo es considerablemente mayor ($\alpha \approx 4{,}0$ y más). Los máximos valores de η_i/α quedan definidos por la perfección de los procesos de pulverización del combustible, de la formación de la mezcla y de la combustión. Cuando disminuye α por debajo de ciertos niveles ($\alpha < 1{,}3 \ldots 1{,}4$) el proceso de combustión empeora bruscamente, aparece humo en los gases de escape y el motor se recalienta más de lo tolerable. El valor de α que corresponde a η_i/α = máx es el máximo tolerable

para el motor Diesel. El mayor suministro de combustible por ciclo se limita de tal manera que el valor límite de α sea un poco mayor que el máximo valor de η_i/α (punto *b* en la fig. 104, *b*).

En los motores Diesel rápidos modernos, especialmente en los sobrealimentados, los valores de α en el régimen nominal se eligen entre los límites de 1,5—1,8. Esto es necesario para asegurar una intensidad térmica tolerable de las piezas más importantes. En la

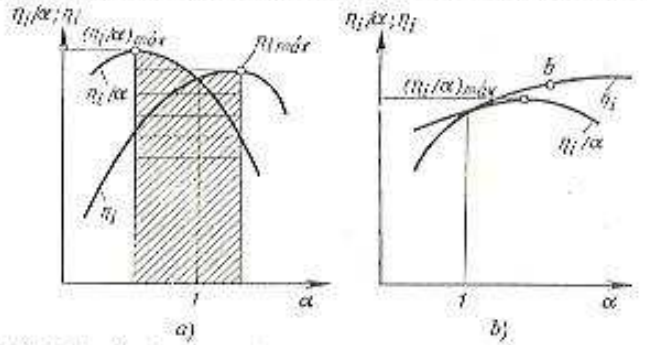


Fig. 104. Variación de η_i y η_i/α en función de α

gama de frecuencias de rotación, correspondiente al torque máximo, aumentan el suministro de combustible por ciclo, disminuyendo respectivamente α hasta un límite tal, para el cual aún no aparece humo en los gases de escape.

Aumentando η_V, a n = const, al cilindro ingresa mayor masa de aire. Al aumentar el suministro de combustible por ciclo, manteniendo el valor asignado de α, entonces p_i y N_i se incrementan. Las medidas que garantizan el aumento de η_V, fueron descritas en el cap. IV.

Los motores vehiculares funcionan en diversas condiciones climáticas y a diferentes alturas sobre el nivel del mar. Cuando el motor funciona en lugares montañosos la presión del aire decrece. Si no se compensa esta caída de presión de tal manera que ρ_k = const, la presión media indicada y la potencia del motor disminuirán proporcionalmente a la disminución de ρ_k. La potencia puede elevarse empleando la sobrealimentación, cuando, como resultado de la previa compresión de la carga de trabajo en el compresor, ρ_k se incrementa.

La frecuencia de rotación n del motor también influye sobre la presión indicada p_i y la potencia N_i. Al elevar n, sobre p_i influyen dos factores: la perfección del proceso, determinada por la relación η_i/α para la composición dada de la mezcla y la variación de η_V. La influencia conjunta de estos parámetros conduce a que, al elevar la frecuencia de rotación, p_i al principio crece y luego disminuye.

Puesto que, manteniendo las demás condiciones de trabajo invariables, $N_i = \text{const}\ p_i n$, N_i crece al aumentar n hasta cierto límite. Posteriormente prevalece la influencia de la brusca disminución de p_i, por lo cual disminuye N_i (fig. 105). La línea de trazos representa la función lineal $N_i = f(n)$, siendo $p_i = \text{const}$ (para el caso del máximo valor de p_i).

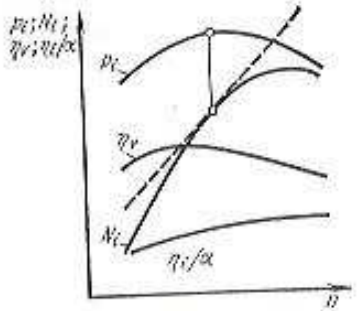


Fig. 105. Variación de los máximos valores de la presión media indicada p_i y de potencia indicada N_i en función de n

La elevación de la frecuencia de rotación, como medio de intensificar el trabajo del motor, está limitada por las condiciones de durabilidad y de desgaste tolerable de las principales piezas del motor, así como por el crecimiento de las pérdidas mecánicas y en el intercambio de gases que hacen disminuir el rendimiento mecánico η_m y la economía.

Uno de los principales parámetros que limitan las revoluciones del cigüeñal es la velocidad media del pistón (en m/s) $v_p = 2Sn$, (n, en rps). Para elevar el régimen de velocidad, conservando c_p entre límites tolerables, en un motor con una cilindrada determinada, disminuyen hasta cierto límite la carrera del pistón, incrementando respectivamente el diámetro del cilindro.

Al emplear motores de dos tiempos, en los cuales la magnitud de V_h sea igual a la de los de cuatro tiempos, no tendrá lugar el doble aumento de la potencia N_i, ya que p_i referida a toda la carrera del pistón, en los primeros será menor que en los segundos.

La potencia N_i puede ser elevada incrementando el número de cilindros i y la cilindrada (iV_h). Sin embargo, al aumentar el número de cilindros, manteniendo invariable V_h, crecen la masa y las dimensiones del motor.

§ 5. Factores que influyen sobre las pérdidas mecánicas

De las ecuaciones (223) y (219) se desprende que los índices efectivos del motor resultan tanto mejores cuanto mayor sea el aprovechamiento del calor y menores las pérdidas mecánicas. Al disminuir las pérdidas mecánicas, se elevan considerablemente los índices de explotación. Para iguales condiciones de funcionamiento del motor, a diferentes cargas y regímenes de velocidad, en caso de reducir las pérdidas mecánicas, decrece la cantidad de calor transmitida al medio refrigerante y disminuye la intensidad térmica de las piezas frotantes del motor. Siendo menores las pérdidas de fricción, disminuyen las pérdidas de potencia consumidas para accionar la bomba de aceite y el ventilador, así como merman las dimensiones máximas y las masas del ventilador y del radiador. Cuanto menores sean las pérdidas por fricción tanto menor será el desgaste de las principales piezas frotantes, mayor la vida útil y menor el número de fallas del motor durante su servicio.

A pesar del considerable progreso alcanzado en la fabricación de motores para automóviles y tractores, los valores de η_m son relativamente pequeños, en el régimen nominal generalmente no superiores de 0,75—0,80. Al disminuir la carga el valor de η_m decrece.

La magnitud de las pérdidas por fricción p_{fr} queda definida por la suma de las componentes vinculadas con el desplazamiento relativo de los pistones y anillos en los cilindros, de los bulones en los casquillos, de los cigüeñales y árboles de levas en los cojinetes, de taqués y válvulas en las guías, de las levas con los taqués, así como por las insignificantes pérdidas de ventilación que aparecen al girar el cigüeñal y el volante y su fricción con el aire.

Se ha establecido que la magnitud de p_{fr} depende de las condiciones en que se forma la película de aceite, cuando no hay contacto directo entre las partes de las superficies metálicas (fricción viscosa), y también de las condiciones en las cuales junto con la fricción viscosa figura parcialmente el rozamiento límite (contacto entre las superficies metálicas). Los procesos donde existen elementos de rozamiento límite pueden surgir en las zonas de contacto de los segmentos del pistón con las superficies de los cilindros, del pistón con los cilindros y los segmentos del mismo.

Las componentes de las pérdidas por rozamiento, condicionadas por la fricción viscosa dependen relativamente poco de la carga sobre los elementos del mecanismo. La presión media p_{fr} que corresponde a estas componentes dependen prácticamente de manera lineal respecto al régimen de velocidad del motor, caracterizado por la velocidad media del pistón v_p.

A diferencia de esto las componentes, condicionadas por el rozamiento límite, dependen sustancialmente de la acción de los gases y en menor medida de las inerciales. Estas componentes también dependen linealmente de la velocidad del pistón.

El trabajo gastado en accionar los mecanismos auxiliares depende de la frecuencia de rotación del cigüeñal.

La combinación de los factores anotados permite para los cálculos previos de las pérdidas mecánicas emplear la fórmula

$$p_m = A + Bv_{pt} \qquad (224)$$

donde A y B son los coeficientes insertados en la tabla 17 para determinar p_m (en MPa).

En los motores sobrealimentados las pérdidas mecánicas dependen de la magnitud de la relación p_k/p_p. Para cálculos aproximados se puede adoptar $p_m = 0{,}1\ (A + Bv_p)\ p_k$.

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIGUFIM

En la fig. 106 se muestra la variación de p_m en función de v_p para los motores de automóviles. Los resultados se han obtenido haciendo girar el motor mediante una fuente externa de energía

17. Valores de los coeficientes A y B para diferentes tipos de motores

Tipo de motor	A	B	Tipo de motor	A	B
De encendido por chispa:			Diesel:		
$S/D > 1$	0,05	0,0155	con cámara de combustión separada	0,105	0,0138
$S/D < 1$	0,04	0,0135	con cámaras de combustión semiseparada y no separada	0,105	0,012

(motor eléctrico). Las temperaturas del aceite en el cárter y del agua en el sistema de refrigeración correspondían a las que se obtienen cuando el motor funciona a carga.

En la tabla 18 se muestran las componentes de las pérdidas mecá-

18. Pérdidas mecánicas (en %) para diferentes motores

Pérdidas	De encendido por chispa	Diesel
Por fricción entre:		
el pistón, los anillos y el cilindro	44,0	50,0
los muñones de biela y de bancada y sus cojinetes	22,0	24,0
En el intercambio de gases	20,0	14,0
Para accionar:		
el mecanismo de válvulas y los grupos auxiliares	8,0	6,0
las bombas de aceite, de agua y de combustible	6,0	6,0
Total	100,0	100,0

nicas (según datos de Harry R. Ricardo).

De la tabla 18 se evidencia que las mayores pérdidas son originadas por la fricción entre el pistón con sus aros y el espejo del cilindro.

Según datos proporcionados por el instituto NAMI, los mayores gastos de trabajo para vencer la fricción en el motor Diesel de camiones, aparecen en las zonas de contacto entre los pistones (con sus anillos) y los cilindros, así como en el intercambio de gases (hasta

el 73% del consumo total). Según estos mismos datos, los gastos para vencer la fricción en los cojinetes de bancada del cigüeñal son considerablemente menores (hasta el 10%). El consumo de trabajo en el accionamiento de los grupos auxiliares (sin considerar el consumo en el ventilador) constituye el 7%. Las pérdidas por ventilación son insignificantes. En el balance general las pérdidas en hacer pasar el gas desde la cámara de combustión al cárter, en caso de buen estado de las piezas del grupo pistón-cilindro y de segura estanquidad, en el motor Diesel constituyen hasta 1,5%.

Pérdidas por fricción. La fricción en las articulaciones con lubricación límite (rozamiento superficial) puede crecer intensamente al elevar las cargas, que están determinadas por la presión del gas

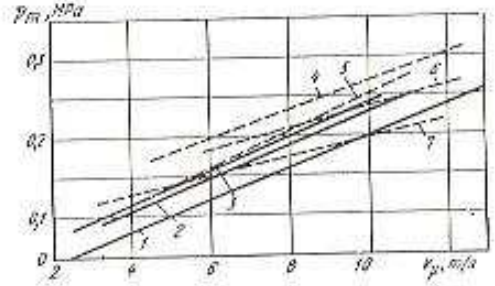


fig. 106. Relación entre las pérdidas mecánicas p_m y la velocidad media del pistón v_p:

las líneas llenas corresponden a los motores de carburador; las líneas de trazos, a los motores Diesel: 1 — GAZ-21A; 2 — MZMA-407; 3 — ZIL-130; 4 — Diesel con antecámara; 5 — YaMZ-238; 6 — Diesel con cámara de torbellino; 7 — Diesel con cámara de inyección directa

y las fuerzas de inercia. La acción de estas últimas sobre las piezas del grupo pistón-cilindro se revela lejos de los puntos muertos, cuando la fuerza de sustentación de la cuña lubricante es relativamente grande. Esto conduce a que el consumo por fricción dependa débilmente de las fuerzas de inercia.

Como resultado de la penetración del gas en el espacio entre los aros y las ranuras del pistón surge una presión denominada «punzante» que actúa sobre dichos aros. En la fig. 107 se muestra la variación de esta presión en función del ángulo de rotación de la manivela, obtenida experimentalmente en el NAMI. En los gráficos se observa que la presión en la ranura del aro superior del pistón p_1 resulta máxima cerca del P.M.S., además, varía en el curso del ciclo de trabajo y alcanza una magnitud aproximadamente igual a 0,75 p_{max}. Bastante más baja es la máxima presión p_2 que actúa sobre las paredes del cilindro por parte del segundo aro del pistón, y aún menor la del tercer aro. En total sobre las paredes del cilindro actúan la presión originada por las fuerzas de elasticidad de los aros del pistón y la

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROGRAMA DE DIGITALIZACION

presión que surge de la penetración del gas entre las ranuras y aros. Esta presión actúa durante todo el ciclo de trabajo, alcanzando elevados valores en las zonas del P.M.S., donde la fuerza de suspensión de la capa lubricante en las zonas de contacto pistón—aro—camisa del cilindro es la mínima. En estas zonas se revelan en mayor medida las componentes escasas (de contacto) del rozamiento límite que originan el desgaste de la camisa del cilindro.

A continuación se estudian las posibles vías para disminuir las pérdidas por fricción.

Disminución del área de las superficies de contacto. Para reducir las pérdidas acortan la superficie de la faldilla de los pistones y el número de aros del pistón. En las estructuras modernas de motores,

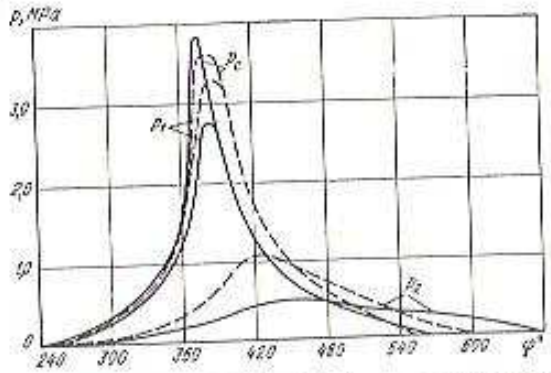


Fig. 107. Variación de la presión debajo de los aros en función del ángulo de rotación del cigüeñal φ:
Líneas llenas para n = 3200 rpm; líneas de trazos, para n = 2000 rpm

por lo general, se colocan dos y a veces un aro de compresión en cada pistón. La eliminación de un anillo en cada pistón permite disminuir p_{fr} en promedio en 0,012 MPa.

Perfección de la forma y calidad del acabado de las superficies de contacto. Perfeccionando la forma y la calidad del acabado de las superficies de los aros del pistón y del émbolo se pueden reducir las pérdidas por fricción. Esto se explica por el hecho de que cuando la forma del cilindro se desvía de la de un cuerpo de revolución la presión que actúa sobre sus superficies de contacto se hace irregular. En las zonas de presión elevada puede incrementarse la fricción, aumentar el desgaste, pueden aparecer raspaduras del pistón en las paredes del cilindro a consecuencia de un excesivo desprendimiento de calor.

Al fabricar las piezas es necesario, en lo posible, eliminar las tensiones residuales que puedan surgir. En los últimos años se presta

gran atención a dar una forma apropiada a los pistones que permita garantizar un buen contacto con el cilindro en estado caliente.

El relieve de rugosidad de las superficies de contacto debe ser el óptimo. Si la rugosidad es excesiva pueden incrementarse intolerablemente las presiones de contacto, aumentar el desprendimiento específico de calor que conduce a raspaduras y al desgaste del pistón, de los aros y del cilindro.

Gran influencia en la fricción y en el desgaste tienen las dimensiones y las formas del sistema de canales (poroso) en la capa cromada de los segmentos de compresión, así como la calidad del recubrimiento para el ajuste funcional, con que se cubre la capa de cromo.

La duración del ajuste funcional (asentamiento) se fija midiendo la potencia gastada para vencer la fricción N_{fr} al cabo de determinados lapsos de tiempo τ. Del gráfico expuesto en la fig. 108 se infiere que en el período inicial del asentamiento intensamente se alisan las rugosidades de las superficies en fricción.

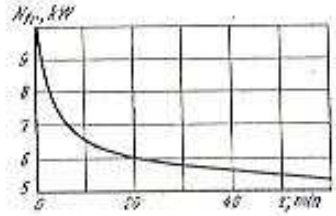


Fig. 108. Relación entre la potencia de fricción N_{fr} y el tiempo de asentamiento (motor GAZ-21)

Los métodos tecnológicos modernos permiten reducir al mínimo la duración del proceso para el ajuste funcional de las piezas de los motores. Sin embargo, para asegurar una elevada durabilidad del motor y lograr disminuir las pérdidas mecánicas es conveniente no sólo efectuar una corta prueba de asentamiento del motor en la fábrica sino que también limitar las cargas y la velocidad de desplazamiento en el período inicial de servicio del vehículo. En este período se limitan la potencia máxima del motor y la frecuencia de rotación del cigüeñal instalando una arandela limitadora especial entre el carburador y el conducto de admisión.

Mejoramiento de la calidad de los lubricantes que se emplean. Las pérdidas mecánicas de los motores dependen de la viscosidad del aceite que es bombeado a través de las holguras en los mecanismos. La viscosidad del lubricante en condiciones reales de funcionamiento queda definida por su característica de viscosidad-temperatura y por la temperatura en las superficies de las piezas del motor.

Cuando el motor se pone en marcha en condiciones de bajas temperaturas, la viscosidad del lubricante en las uniones es elevada, la magnitud de p_{fr} tiene el máximo valor y el bombeo del aceite a través de los cojinetes resulta dificultoso. Además del brusco incremento de la carga sobre el arrancador, esto puede conducir a la sobrecarga de las superficies de los cojinetes del motor. Por eso para la explotación de los motores en regiones con clima frío se recomienda utilizar aceites con características de viscosidad-temperatura de pendiente

suave, que constituyen las clases denominadas «espesas», así mismo calentar el motor antes de la puesta en marcha.

La temperatura del lubricante influye considerablemente en las pérdidas por fricción. De la fig. 109 se deduce que existe una gama de temperaturas donde las pérdidas por fricción son mínimas, por lo común comprendida entre 80 y 90 °C. Para limitar la temperatura del aceite durante el funcionamiento del motor se utilizan intercambiadores de calor para lubricantes.

Además de la viscosidad del aceite para las condiciones de fricción superficial tienen importancia la resistencia de adsorción de la película lubricante, así como las cualidades antidesgaste de los lubricantes, para elevar las cuales se introducen aditivos especiales.

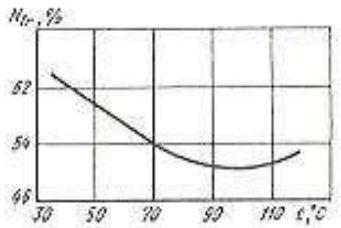


Fig. 109. Influencia de la temperatura del aceite en el cárter sobre las pérdidas por fricción

Optimización del estado térmico del motor. El estado térmico de las superficies de las piezas queda definido por la carga, por el régimen de velocidad del motor y por la intensidad de su refrigeración. En los motores con enfriamiento por líquido, al elevar la temperatura del caloportador en el sistema de refrigeración se incrementa también la temperatura del lubricante. Durante el servicio hay que mantener la temperatura del líquido entre los límites que garanticen una temperatura tal del aceite para la cual las pérdidas por rozamiento son mínimas.

En los motores con enfriamiento por aire la intensidad de refrigeración se define por la cantidad de aire que pasa a través del sistema de refrigeración del motor. Las dimensiones del ventilador que suministra el aire para el enfriamiento se eligen a partir de las condiciones de obtener la máxima temperatura tolerable en el pistón, la culata y el cilindro del motor.

Incremento de la carga. Al aumentar la carga, la temperatura de la capa lubricante se eleva, lo que permite, hasta cierto nivel, disminuir las pérdidas por fricción (fig. 109). Con el crecimiento de la carga se eleva la presión máxima p_z, lo que conduce a cierto incremento de estas pérdidas.

Al disminuir la carga en un motor de carburador la potencia que se gasta en el intercambio de gases, a causa del estrangulamiento, se incrementa, pero esto no se compensa por el decrecimiento de las pérdidas por fricción debido a que la presión máxima del ciclo es menor, como resultado de lo cual, cuando disminuye la carga, p_{fr} se incrementa. En los motores Diesel las pérdidas por fricción casi no cambian al variar la carga.

Pérdidas en el intercambio de gases. En los motores rápidos de automóvil la parte de pérdidas correspondiente al intercambio de gases puede constituir hasta el 20% de las pérdidas totales. Por eso son de actualidad los trabajos dirigidos a reducir las pérdidas en el intercambio de gases disminuyendo las resistencias aerodinámicas en la admisión y en el escape (véase el cap. IV).

§ 6. Factores que influyen sobre los parámetros efectivos del motor

Parámetros efectivos del motor a plena carga y a diferentes regímenes de velocidad. En la fig. 110 se muestra la tendencia de variación de los parámetros que influyen sobre la potencia efectiva del motor en función de la frecuencia de rotación n.

El producto $(H_u/l_0)\,(\eta_i/\alpha)\,\eta_V\rho_k$ en la expresión (213) determina la presión media indicada p_i o el torque indicado M_i que es proporcional a ella. En caso de $\rho_k = \text{const}$ para los combustibles líquidos $M_i \sim \eta_V\,(\eta_i/\alpha)$.

La potencia indicada gastada en vencer la fricción y para el accionamiento de los mecanismos auxiliares, se caracteriza por las curvas M_m y N_m. Al aumentar M_m y p_m y respectivamente N_m incrementando n, en cierto régimen de velocidad todo el trabajo indicado se gastará por completo en vencer la fricción y en accionar los mecanismos auxiliares. La abscisa del punto A caracteriza la máxima frecuencia de rotación que el motor puede desarrollar sin carga. Se denomina frecuencia de rotación de embalamiento en vacío n_{emb}. Debido a que las fuerzas de inercia, que cargan el mecanismo biela-manivela a n_{emb}, aumentan bruscamente, no debe tolerarse que el motor funcione en este régimen.

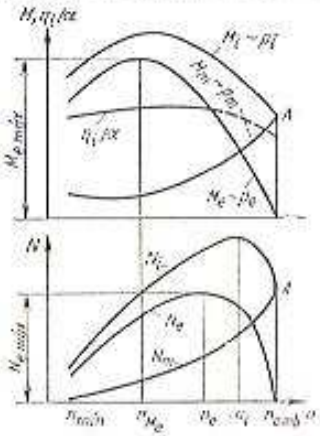


Fig. 110. Variación de p_e, p_i, M_i, N_e y N_i en función de la velocidad de rotación n

Las ordenadas de las curvas $M_e = M_i - M_m$ $(p_e = p_i - p_m)$ y $N_e = N_i - N_m$ para cualquier régimen de velocidad caracterizan el torque efectivo (presión media efectiva) y la potencia efectiva, que puede ser traspasada a la transmisión del vehículo.

De la fig. 110 se infiere que el máximo de la curva de N_e se obtiene para la frecuencia de rotación n_e, que es menor que n_i correspondiente al punto máximo de la curva de N_i.

La tendencia que tiene la variación del rendimiento y el consumo específico de combustible en función de la frecuencia de rotación

se muestra en la fig. 111. Cuando se conocen g_i, η_i y η_m pueden determinarse g_e y η_e.

Parámetros efectivos del motor cuando varía de carga. *Motor de encendido por chispa.* Al disminuir la carga, reduciendo la sección de paso, en el motor de encendido por chispa se incrementan las pérdidas en el intercambio de gases. Simultáneamente, por efecto del decrecimiento de las fuerzas provenientes de los gases, disminuyen en cierta medida las pérdidas por fricción. Durante el análisis de los parámetros indicados se estableció que al disminuir la carga desde cierto instante (0,8—0,85 de la carga máxima) el rendimiento η_i decrece.

Para cada régimen de velocidad, siendo η_v = const, la mejor economía del ciclo se logra en caso de determinada combinación de α y el ángulo φ_e. Se denomina regulación económica óptima del motor a n = const aquella combinación de los coeficientes η_v, α y el ángulo φ_e, para los cuales cada valor de la carga se alcanza a la máxima posible economía de combustible para un motor dado. La acción conjunta de estos factores sobre el rendimiento efectivo en función de la carga viene mostrado en el ejemplo de los resultados obtenidos durante la investigación del motor MZMA-407 (fig. 112). La característica de la regulación óptima de este motor está construida para unas cuantas posiciones invariables de la mariposa de gases (curvas de trazos y puntos), bajo las cuales se obtuvieron las características en función de la composición de la mezcla y los ángulos óptimos de avance del encendido para cada α. En este caso la curva de óptima economía será la envolvente de las curvas $\eta_e = f(p_e)$ o $g_e = f(p_e)$ en toda la gama de cargas. La elevación de p_e desde 0,74 MPa se consigue por medio del enriquecimiento de la mezcla con el correspondiente aumento de g_e. Del gráfico se infiere que para obtener la mayor economía, al reducir los gases, es indispensable enriquecer la mezcla y elevar φ_e.

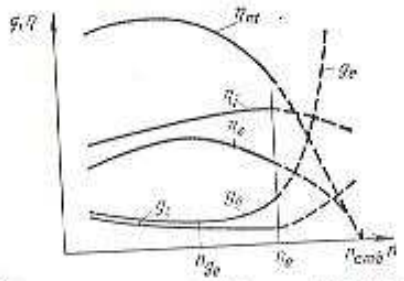


Fig. 111. Variación de los rendimientos y consumos específicos de combustible en función de la velocidad de rotación

En la fig. 113 se ilustra la variación de diferentes parámetros del motor MZMA-407 en función de la carga a frecuencia de rotación constante.

El rendimiento mecánico η_m, que es nulo durante la marcha en vacío, se incrementa, alcanzando su valor máximo siendo máxima la carga del motor. El rendimiento efectivo η_e durante el vacío también es igual a cero. Obtiene su mayor valor siendo máximo η_i. Al seguir incrementando la carga, debido al enriquecimiento de la

mezcla, η_i disminuye más rápidamente de lo que crece η_m. Como resultado de esto en la zona de grandes cargas, cuando entra en acción el economizador, η_e disminuye.

La curva $\eta_e' = \eta_i \eta_m$ muestra la variación del rendimiento convencional (donde η_m es el rendimiento que tiene en cuenta todas las pérdidas mecánicas, a excepción del trabajo consumido en el intercambio de gases y calculado a partir de los diagramas indicados del proceso de intercambio de gases). La diferencia entre los valores

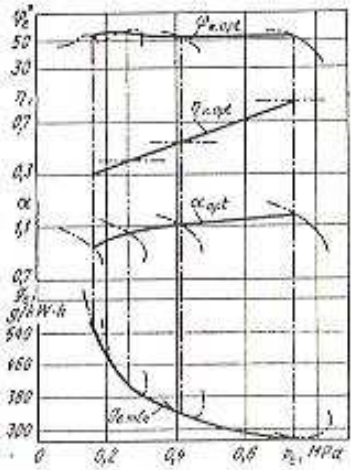


Fig. 112. Característica de regulación óptima del motor MZMA-407 (n = 2000 rpm)

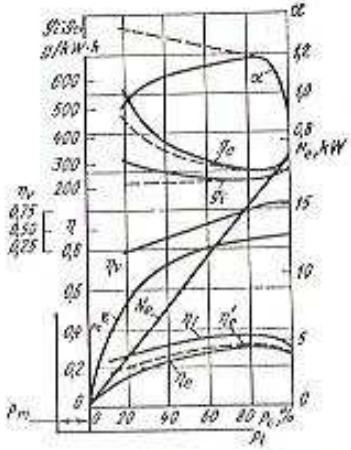


Fig. 113. Influencia de la carga sobre los parámetros del motor de carburador MZMA-407 (n = 2000 rpm)

de η_e' y η_e crece considerablemente cuando disminuye la carga, lo que es consecuencia del aumento del trabajo gastado en el intercambio de gases al reducir los gases.

El consumo específico efectivo g_e alcanza el mínimo valor para un α, correspondiente a las condiciones del mayor empobrecimiento efectivo de la mezcla, y después, cuando disminuye la carga, crece con relativa rapidez. Al disminuir la carga y siendo p_e cercano a cero el consumo específico efectivo tiende al infinito.

Si se disminuye la carga y se incrementa simultáneamente el trabajo consumido en el intercambio de gases, el rendimiento indicado decrece debido a que es necesario enriquecer la mezcla, en consecuencia η_e disminuye más rápidamente que cuando el motor funciona con mezcla pobre. Para evitar esto es necesario utilizar medidas especiales que garanticen el trabajo estable del motor al empobrecer la mezcla (por ejemplo, el encendido por dardo, la estratificación de la carga, etc.). En caso de que se logre la posibilidad de

se muestra en la fig. 111. Cuando se conocen g_i, η_i y η_m pueden determinarse g_e y η_e.

Parámetros efectivos del motor cuando varía de carga. *Motor de encendido por chispa.* Al disminuir la carga, reduciendo la sección de paso, en el motor de encendido por chispa se incrementan las pérdidas en el intercambio de gases. Simultáneamente, por efecto del decrecimiento de las fuerzas provenientes de los gases, disminuyen en cierta medida las pérdidas por fricción. Durante el análisis de los parámetros indicados se estableció que al disminuir la carga desde cierto instante (0,8—0,85 de la carga máxima) el rendimiento η_i decrece.

Para cada régimen de velocidad, siendo η_v = const, la mejor economía del ciclo se logra en caso de determinada combinación de α y el ángulo φ_e. Se denomina regulación económica óptima del motor a n = const aquella combinación de los coeficientes η_v, α y el ángulo φ_e, para los cuales cada valor de la carga se alcanza a la máxima posible economía de combustible para un motor dado. La acción conjunta de estos factores sobre el rendimiento efectivo en función de la carga viene mostrado en el ejemplo de los resultados obtenidos durante la investigación del motor MZMA-407 (fig. 112). La característica de la regulación óptima de este motor está construida para unas cuantas posiciones invariables de la mariposa de gases (curvas de trazos y puntos), bajo las cuales se obtuvieron las características en función de la composición de la mezcla y los ángulos óptimos de avance del encendido para cada α. En este caso la curva de óptima economía será la envolvente de las curvas $\eta_e = f(p_e)$ o $g_e = f(p_e)$ en toda la gama de cargas. La elevación de p_e desde 0,74 MPa se consigue por medio del enriquecimiento de la mezcla con el correspondiente aumento de g_e. Del gráfico se infiere que para obtener la mayor economía, al reducir los gases, es indispensable enriquecer la mezcla y elevar φ_e.

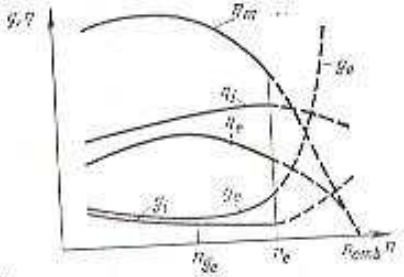


Fig. 111. Variación de los rendimientos y consumos específicos de combustible en función de la velocidad de rotación

En la fig. 113 se ilustra la variación de diferentes parámetros del motor MZMA-407 en función de la carga a frecuencia de rotación constante.

El rendimiento mecánico η_m, que es nulo durante la marcha en vacío, se incrementa, alcanzando su valor máximo siendo máxima la carga del motor. El rendimiento efectivo η_e durante el vacío también es igual a cero. Obtiene su mayor valor siendo máximo η_e. Al seguir incrementando la carga, debido al enriquecimiento de la

mezcla, η_i disminuye más rápidamente de lo que crece η_m. Como resultado de esto en la zona de grandes cargas, cuando entra en acción el economizador, η_e disminuye.

La curva $\eta'_e = \eta_i \eta'_m$ muestra la variación del rendimiento convencional (donde η'_m es el rendimiento que tiene en cuenta todas las pérdidas mecánicas, a excepción del trabajo consumido en el intercambio de gases y calculado a partir de los diagramas indicados del proceso de intercambio de gases). La diferencia entre los valores

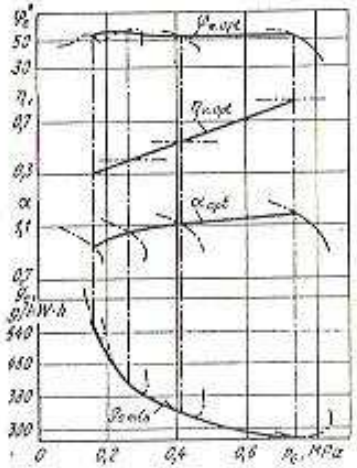


Fig. 112. Característica de regulación óptima del motor MZMA-407 (n = 2000 rpm)

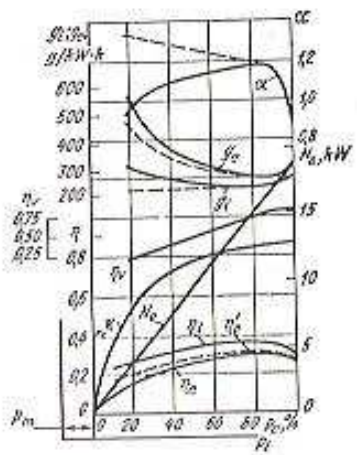


Fig. 113. Influencia de la carga sobre los parámetros del motor de carburador MZMA-407 (n = 2000 rpm)

de η'_e y η_e crece considerablemente cuando disminuye la carga, lo que es consecuencia del aumento del trabajo gastado en el intercambio de gases al reducir los gases.

El consumo específico efectivo g_e alcanza el mínimo valor para un α, correspondiente a las condiciones del mayor empobrecimiento efectivo de la mezcla, y después, cuando disminuye la carga, crece con relativa rapidez. Al disminuir la carga y siendo p_e cercano a cero el consumo específico efectivo tiende al infinito.

Si se disminuye la carga y se incrementa simultáneamente el trabajo consumido en el intercambio de gases, el rendimiento indicado decrece debido a que es necesario enriquecer la mezcla, en consecuencia η_e disminuye más rápidamente que cuando el motor funciona con mezcla pobre. Para evitar esto es necesario utilizar medidas especiales que garanticen el trabajo estable del motor al empobrecer la mezcla (por ejemplo, el encendido por dardo, la estratificación de la carga, etc.). En caso de que se logre la posibilidad de

que el motor funcione a carga reducida y a los valores de α mostrados en la fig. 113 con línea de trazos, los valores de g_i y g_e serán menores (líneas de trazos).

Motor Diesel. La variación de los parámetros del motor Diesel de cuatro tiempos YaMZ-236 en función de la carga se ilustra en la fig. 114. Los altos niveles de empobrecimiento efectivo de la mezcla que se alcanzan en el motor Diesel, dan la posibilidad de efectuar la regulación cualitativa, para la cual α varía entre amplios límites ($\alpha = 1{,}4 \ldots 5{,}0$). Como resultado de esto η_i se incrementa

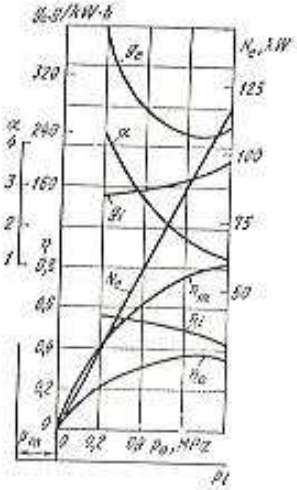


Fig. 114. Variación de los parámetros del motor Diesel YaMZ-236 en función de la carga ($n = 1600$ rmp)

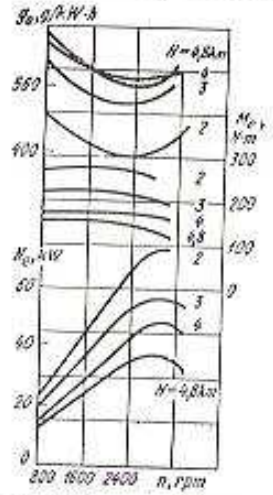


Fig. 115. Parámetros del motor ZIL-130 cuando funciona a diferentes alturas H sobre el nivel del mar

al disminuir la carga. En la zona de elevadas cargas, cuando, siendo pequeños valores de α, se observa cierto empeoramiento del proceso de combustión, η_i se eleva más intensivamente a medida que disminuye la carga.

Tanto en el motor Diesel como en el de carburador, η_e y g_e para cierta carga (0,8—0,85 de la máxima) obtienen sus valores óptimos. Al seguir incrementándola por razones que se han indicado anteriormente (véase la fig. 104, *b* y las explicaciones referentes a ella), el rendimiento efectivo disminuye.

Sin embargo, a consecuencia de los elevados valores de η_i y η_e en el régimen nominal, en comparación con el motor de encendido por chispa, y de su elevación al disminuir la carga, así mismo debido a que en el motor Diesel las pérdidas en el intercambio de gases no varían en función de la carga, la diferencia entre las magnitudes de

η_e y g_e del motor de carburador y del motor Diesel crece a medida que disminuye la carga. Esto conduce a que el consumo de combustible operacional del motor Diesel con respecto al motor de carburador de la misma potencia nominal es en 15—30% menor.

Variación de los parámetros efectivos del motor en función de las condiciones del medio ambiente. De la ecuación (221) se desprende que la potencia del motor depende de la densidad de la carga ρ_k. Durante la explotación de los automóviles en diferentes condiciones climáticas, cuando varían la temperatura y la presión del medio circundante, los parámetros efectivos del motor cambian. Estas variaciones son especialmente palpables al trabajar el vehículo en regiones montañosas, cuando la caída de presión alcanza considerables magnitudes que no se compensan por el decrecimiento de la temperatura y, por lo tanto, la densidad de la carga de trabajo disminuye respecto a la altura. Según datos de una investigación (fig. 115) por cada 1000 m de ascenso la potencia disminuye en 12,5%.

Cuando se incrementa el vacío debido a la altura, la mezcla se sobreenriquece y si no se adoptan medidas especiales (por ejemplo, se reduce la sección de los surtidores), esto conduce al empeoramiento del proceso de combustión y a la disminución del rendimiento indicado. Debido a la caída de la potencia efectiva el rendimiento mecánico también disminuye. Como resultado de esto la economía del motor visiblemente desmejora.

El medio más efectivo para mantener invariables los parámetros del motor consiste en la sobrealimentación, para la cual al ascender hasta cierta altura sobre el nivel del mar $\rho_k = \text{const}$.

Para comparar los índices obtenidos en ensayos de los motores de automóviles en diferentes condiciones atmosféricas, los resultados de las pruebas es conveniente reducirlos a unas mismas condiciones atmosféricas. Según el GOST 14846—69 la potencia, el torque y la presión media efectiva se reducen a las condiciones atmosféricas normales ($p_0 = 760$ mm Hg ó 0,1013 MPa; $t = 20$ °C, humedad relativa del aire, 50%), utilizando los siguientes factores de corrección (en %):

	Motor de encendido por chispa	Motor Diesel
Al variar:		
la temperatura del aire por cada 10 °C, en la gama de 10—60 °C	1,8	2,2
la presión por cada 10 mm Hg, no menor de 600 mm Hg	1,35	

Nota: En los motores Diesel a las condiciones atmosféricas normales se reduce también el consumo horario de combustible G_c. Cuando $t > 20$° C por cada 10°C G_c se incrementa en 1,5, cuando $t < 20$° C respectivamente se disminuye.

CAPITULO X

Características y estabilidad del régimen de funcionamiento de los motores

§ 1. Generalidades

El vehículo automotor opera siendo variables las condiciones de carga, velocidad y en diferentes carreteras. Por eso, la potencia del motor siempre deberá corresponder a aquella que sea necesaria para el movimiento del vehículo con la velocidad requerida y asegurando las cualidades dinámicas dadas a elevados índices de economía de combustible.

En la fig. 116 se muestran las curvas de la potencia desarrollada por el motor (N_e) y de la potencia necesaria para el movimiento del vehículo (N_Σ).

La máxima potencia efectiva que el motor puede desarrollar en todos los regímenes de velocidad está limitada por la característica externa de velocidad. Dicha potencia se emplea para el movimiento del vehículo a una determinada velocidad. La relación entre la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor y la velocidad de movimiento del vehículo v_a (en m/s) se establece por la ecuación

$$v_a = \frac{2\pi r_R n}{i_{c.v} i_0},$$

donde r_R es el radio de la rueda, en m; n, la frecuencia de rotación del motor, en rpm; $i_{c.v}$, la relación de velocidades en la caja de cambios; i_0 la relación de velocidades en la transmisión principal.

Por lo tanto, para cada relación de velocidad y conociendo el radio de la rueda, en el eje de las abscisas puede trazarse la escala de velocidad del movimiento del automóvil.

La potencia del motor se consume en vencer la fricción de la transmisión N_{tr}, la resistencia a la rodadura del vehículo N_{rr} y la resistencia que opone el aire N_a. De esta manera, la potencia sumaria consumida en el movimiento es

$$N_\Sigma = N_{tr} + N_{rr} + N_a.$$

El rendimiento de la transmisión que determina la potencia de las pérdidas mecánicas es $\eta_{tr} = 0{,}85 \ldots 0{,}92$, $[N_{tr} = (0{,}08 \ldots 0{,}15)\, N_{e\,nom}]$.

La potencia gastada en vencer la resistencia a la rodadura del vehículo depende de la calidad de la carretera y de las ruedas, de la masa del vehículo y de la velocidad de movimiento, y se determina a base de curvas experimentales.

La potencia gastada en vencer la resistencia del aire depende de las formas externas del vehículo, de su área frontal, de la fuerza y dirección del viento con respecto a la dirección del movimiento. La magnitud N_a varía aproximadamente proporcional al cubo de la velocidad de movimiento del vehículo ($N_a \sim v_a^3$).

Las potencias N_{tr} y N_a influyen visiblemente sobre la potencia consumida que varía en función de las condiciones del movimiento. En la fig. 116 se representa la curva N_Σ para el caso en que el vehículo se mueve con la caja de velocidades en directa por un sector horizontal de la carretera con un pavimento perfecto. Estas condiciones permiten alcanzar la máxima velocidad en un sector horizontal del camino. La potencia consumida por el vehículo equivale a la potencia desarrollada por el motor según su característica externa en el punto A a la frecuencia de rotación n_{a1}, en cierta medida mayor que la frecuencia de rotación correspondiente a $N_{e\,max}$.

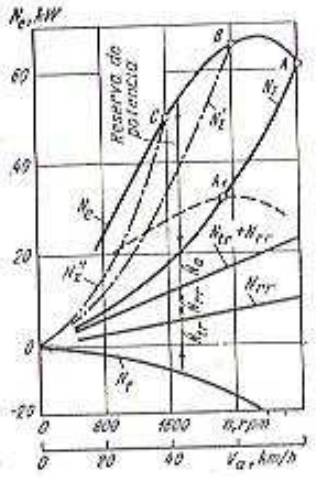


Fig. 116. Balance de potencia del motor durante el movimiento del vehículo en directa

Cuando el motor funciona con la mariposa semicerrada su potencia disminuye en toda la gama de variación del régimen de velocidad (característica parcial de velocidad, viene representada con línea de trazos) y la igualdad de las potencias N_Σ y N_e tiene lugar a menor velocidad del automóvil en el punto A_1 de intersección de las curvas N_Σ y N_e.

Cuando varían las condiciones de movimiento (ascenso) las resistencias sumarias N_Σ se incrementan (curvas N'_Σ y N''_Σ). La velocidad máxima del vehículo será menor que en el caso analizado anteriormente y se caracterizará por el régimen de velocidad del motor en los puntos B y C de intersección de las curvas N'_Σ y N''_Σ con la característica externa. La zona entre las curvas N_e y N_Σ representa la reserva de potencia del motor que puede ser consumida en la aceleración del vehículo y en vencer las pendientes.

Al seguir aumentando las resistencias, el movimiento, manteniendo la misma relación de velocidad (directa), se hace imposible y es necesario conectar un cambio reductor en la caja de velocidades, con el cual el número de revoluciones de las ruedas motrices, y por lo tanto, la velocidad del vehículo, disminuyen.

En caso de que las resistencias disminuyan (movimiento de descenso) la potencia necesaria para el movimiento del vehículo a la velocidad asignada será menor, por eso se entreabre la mariposa de gases. Durante el movimiento en descenso es posible un rodamiento libre, cuando no se gasta potencia para el movimiento del vehículo (la curva N_Σ coincide con el eje de abscisas).

Durante el servicio, con cierta frecuencia, el motor se utiliza para frenar el vehículo (la curva de potencia pasa a la zona negativa), es decir, tiene lugar la rotación forzada del cigüeñal, mientras que completamente se cierra la mariposa de gases (quedan conectados el encendido y suministro de combustible).

La curva N_t determina el máximo consumo de potencia en la rotación del motor con la mariposa de gases cerrada. La zona que se encuentra por debajo del eje de abscisas no se refiere a los regímenes de trabajo del motor, pero en ella es característico la existencia de elementos tóxicos en los productos de combustión. Los experimentos han mostrado que cuando el motor de carburador funciona en vacío y en vacío forzado se obtienen en gran cantidad C_xH_y y CO en los productos de escape, debido a un brusco empeoramiento del proceso de combustión.

En toda la gama de variación de potencia, delimitada por la curva de N_e, por el eje de las abscisas y por la ordenada correspondiente a la máxima frecuencia de rotación, el motor debe funcionar establemente con la óptima economía, máxima fiabilidad y menor toxicidad de los gases quemados. Es importante también que el paso de un régimen de funcionamiento a otro se efectúe en el mínimo tiempo posible.

Para analizar el funcionamiento del motor es necesario tener una serie de características que determinan la variación de sus principales índices en función de alguno de sus parámetros característicos.

Si se necesita obtener resultados más completos, así como al organizar ciertas investigaciones específicas, se elabora una metodología que prevé la obtención de curvas características especiales. A continuación se exponen algunos datos sobre las curvas características empleadas con mayor frecuencia para el análisis del funcionamiento del motor. Las principales curvas características de los motores de automóvil se definen en el GOST 14846—69.

§ 2. Características de velocidad

Característica externa de velocidad. Se denomina *característica externa de velocidad* la variación, en función de la frecuencia de rotación n, de la potencia efectiva N_e, del par motor efectivo M_e, del consumo de combustible horario G_e y específico efectivo g_e, cuando la mariposa de gases está completamente abierta en el motor de encendido por chispa, o cuando la cremallera de la bomba de combustible se encuentra en la posición correspondiente a la máxima

alimentación establecida para el motor Diesel. Al sacar esta característica se registran también otros índices del motor.

En la característica externa de velocidad (fig. 117) se destacan los regímenes de velocidad siguientes:

n_{min}, durante el cual el motor funciona establemente con la mariposa de gases completamente abierta;

n_{M_e}, correspondiente al máximo par motor;

$n_{g_{min}}$, en caso del cual se obtiene el mínimo consumo específico efectivo de combustible;

n_{nom}, correspondiente a la potencia efectiva nominal;

n_{N_e}, correspondiente a la máxima potencia efectiva del motor;

$n_{v.\,máx}$, marcha en vacío cuando el motor funciona con regulador;

n_{emb}, frecuencia de rotación máxima, en caso de que toda la potencia indicada se gaste en fricción.

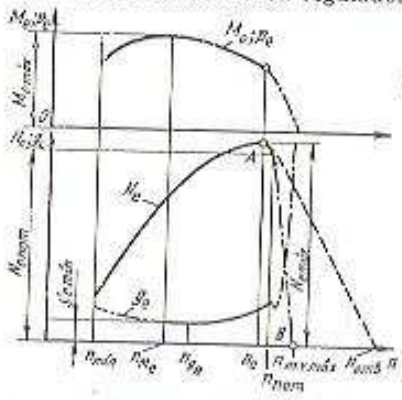


Fig. 117. Característica externa de velocidad de un motor

Las piezas del motor en cuanto a su resistencia mecánica no están calculadas para el régimen de n_{emb} por eso durante el sembalamientos del motor puede suceder alguna avería.

El segmento AB de la característica (véase la fig. 117) mostrado con líneas de puntos y trazos, corresponde al funcionamiento del motor en el régimen de regulación. El consumo específico efectivo de combustible, cuando el motor funciona en la rama de regulación de la característica, a medida que decrece la potencia al principio disminuye hasta lograr el límite de empobrecimiento efectivo, luego se incrementa como resultado de la disminución de η_m y η_i (en los motores de encendido por chispa).

La máxima frecuencia de rotación en vacío, cuando el motor funciona con regulador, es algo mayor de la nominal, lo que es necesario para proporcionar un trabajo estable del regulador.

En la tabla 19 se exponen los valores límites de la frecuencia de rotación para los regímenes típicos de velocidad.

En la fig. 118, *a* viene ilustrada la curva característica externa de velocidad de los motores de carburador de ocho cilindros ZIL-130 (curva *1*) y ZIL-375 (curva *2*), que se instalan en camiones. Para limitar la máxima frecuencia de rotación en los motores se instala un limitador centrífugo de vació accionado por el árbol de levas del motor. El limitador comienza a actuar a $n = 3200$ rpm, cuando el motor alcanza la frecuencia de rotación nominal.

El par motor máximo se consigue a $n = 1900...2000$ rmp, lo que constituye aproximadamente 0,6 n_{nom}. El mínimo consumo específico de combustible es $g_e = 316$ g/(kW·h).

En la fig. 118, *b* se muestra la característica externa de velocidad del motor del coche «Moskvich-412». En el gráfico se representa también la curva η_t/α, que caracteriza la perfección del aprovechamiento

19. Valores límites de la frecuencia de rotación (en rpm) para los regímenes típicos de velocidad

Régimen de velocidad	Motor de carburador	Motor Diesel	Régimen de velocidad	Motor de carburador	Motor Diesel
n_{min}	300—600	350—700	n_{M_e}	(0,4—0,6) n_{nom}	(0,5—0,7) n_{nom}
n_{nom}	4000—6000 [1]	2000—4000	$n_{v.máx}$	(1,05—1,1) n_{nom}	(1,05—1,07) n_{nom}
	3000—4200 [2]		n_{emb}	(1,7—2,0) n_{nom}	(1,4—1,6) n_{nom}

1) Automóviles de turismo.
2) Camiones.

de calor en el proceso para el valor de α que garantice en cada régimen de velocidad la obtención de la máxima potencia. Cuando en el motor se instaló el carburador horizontal de doble garganta la

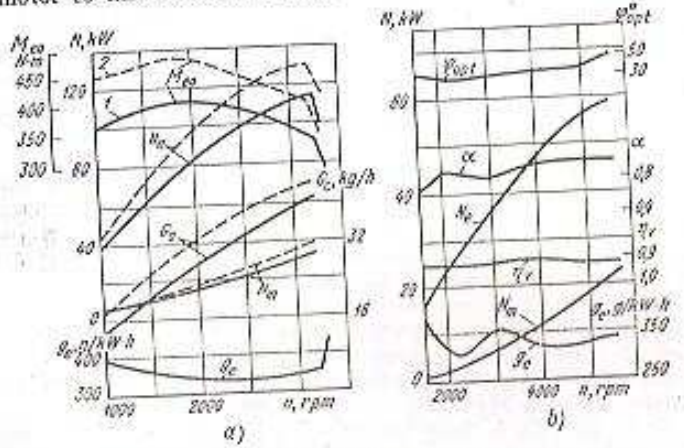


Fig. 118. Característica externa de velocidad de los motores

potencia se incrementó en el 12% a $n = 5500$ rpm, además, la economía a baja y media frecuencias de rotación mejoró. El motor se destaca por el elevado valor de su coeficiente de llenado (véase

también la fig. 38). El consumo mínimo de combustible es igual a 294 g/(kW·h).

En la fig. 119 se ilustra la característica externa de velocidad del motor para vehículos YaMZ-238 cuando funciona sin sobrealimentación. El mínimo consumo específico de combustible de este motor, al funcionar según la característica externa, es $g_e = 228$ g/(kW·h). El máximo par motor se alcanza a $n = 1500$ rpm ($\sim 0{,}7\ n_{n.nom}$).

Características parciales de velocidad. La variación de los índices del motor en función de la frecuencia de rotación para diferentes posiciones invariables de la mariposa de gases (en un motor de carburador) o del órgano de mando de la alimentación de combustible (en un motor Diesel) se denomina *característica parcial de velocidad*.

A medida que se cierra la mariposa de gases y disminuye la carga, por efecto del incremento de las resistencias en el sistema de admisión (véase el cap. IV), el coeficiente de llenado η_v decrece con mayor rapidez al elevar la frecuencia de rotación (véase la fig. 37), mientras que el punto máximo de la potencia efectiva se desplaza hacia el lado de menores frecuencias de rotación; respectivamente disminuye la máxima frecuencia de rotación en vacío y, para algunas posiciones de la mariposa de gases, se hace menor que la nominal. Se puede emplear esto para prevenir el embalamiento en caso de que disminuya la carga en el motor de carburador. Cuando la mariposa de gases está en la posición correspondiente al mayor valor de α, los consumos específicos g_e resultarán los mínimos; al seguir cerrando la mariposa de gases, en todos los regímenes de velocidad, dichos consumos aumentarán.

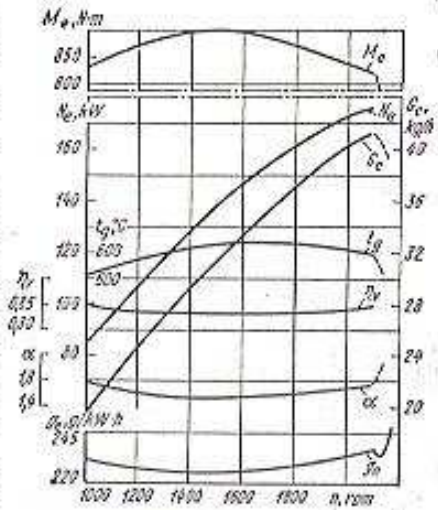


Fig. 119. Característica externa de velocidad del motor Diesel YaMZ-238

En el motor Diesel, cuando se mantiene constante la posición del órgano de mando de la alimentación de combustible, con el aumento de la frecuencia de rotación la cantidad de combustible inyectada al cilindro crece. El coeficiente de llenado aumenta en cierta medida a pequeñas cargas y en todos los regímenes de velocidad es mayor que a plena carga. En consecuencia, no se observa el desplazamiento del punto máximo de potencia hacia el lado de

menores frecuencias de rotación. Por este motivo la máxima frecuencia de rotación en vacío, para todas las cargas, se encuentra fuera de los límites de la nominal. Tal tendencia de la variación de las características parciales de velocidad conduce a la necesidad de limitar obligatoriamente por el regulador la frecuencia máxima de rotación en vacío hasta $n_{máx}$.

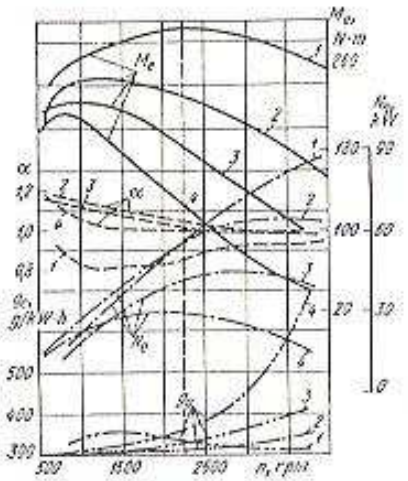


Fig. 120. Características de velocidad de un motor de carburador:
1 — externa; 2 — parcial en el límite de empobrecimiento efectivo; 3 y 4 — parciales, para distintas posiciones de la mariposa de gases

En la fig. 120 se muestran, en calidad de ejemplo, las características externa y parciales del motor de carburador GAZ-53. Cada característica parcial está construida para la posición constante de la mariposa de gases. A baja frecuencia de rotación ($n < 1000$ rpm) los consumos específicos de combustible para cada posición de la mariposa de gases difieren poco. El motor funciona con cierto empobrecimiento de la mezcla. El mínimo consumo específico de combustible se alcanza para $N_e = 0{,}75\ N_{e\,nom}$, cuando la regulación del carburador corresponde al límite de empobrecimiento efectivo.

A medida que se incrementa la frecuencia de rotación y se cierra la mariposa de gases, el consumo específico efectivo de combustible crece, como resultado de la disminución del rendimiento mecánico. El máximo de la potencia N_e y del par motor M_e, a medida que se abre la mariposa de gases, se consigue para diferentes valores de la frecuencia de rotación.

§ 3. Característica de carga

Se denomina *característica de carga* la variación de los principales índices del motor en función de la carga siendo constante la frecuencia de rotación. Al hacer las pruebas del motor en un banco de frenado la carga se varía con ayuda de un dispositivo especial de carga; para mantener invariable el régimen de velocidad en un motor de carburador se maniobra la mariposa de gases, mientras que en el motor Diesel se desplaza el órgano de mando de la alimentación de combustible.

La característica de carga queda determinada por tres parámetros que de una manera más completa definen los regímenes de funcionamiento: los consumos horario y específico de combustible a plena carga, la carga correspondiente al consumo específico efectivo mínimo de combustible $g_{e\,mín}$ y el consumo horario de combustible cuando el motor funciona con la marcha en vacío (véase el cap. IX).

Las características de carga a n = const pueden ser construidas a partir de las características externa y parciales de velocidad.

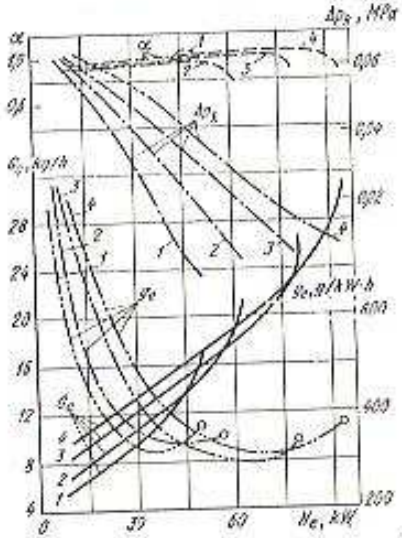


Fig. 121. Característica de carga en el motor de carburador ZIL-130:
1 — n = 1200 rpm; 2 — n = 1600 rpm; 3 — n = 2000 rpm; 4 — n = 2400 rpm; Δp_k — entrechoteo en el colector de admisión

Para esto se toman las magnitudes que corresponden a una frecuencia de rotación y que están dispuestas en una misma línea vertical del gráfico de la característica de velocidad (véase por ejemplo, la ordenada de trazos en la fig. 120).

En la fig. 121 se representan las características de carga del motor de carburador de ocho cilindros ZIL-130, sacadas a diferentes frecuencias de rotación del cigüeñal y regulación estándar del carburador. Los puntos de cada curva característica marcados en forma de circulitos, responden a las condiciones de funcionamiento del motor según la característica externa de velocidad. La mejor economía en cada régimen de velocidad se consigue para los máximos valores de α, correspondientes al límite de empobrecimiento efectivo de la mezcla. En las figs. 113 y 114 se muestran las características de carga de otros motores.

§ 4. Característica de regulación

Para analizar el funcionamiento de los motores que se instalan en los tractores, según las normas GOST se prevé la construcción de la llamada característica de regulación, a partir de resultados experimentales. En la fig. 122 se muestra, en calidad de ejemplo, la característica de regulación de un motor Diesel de tractor.

En la característica de regulación los parámetros del motor están construidos en función de la potencia que éste desarrolla. La curva

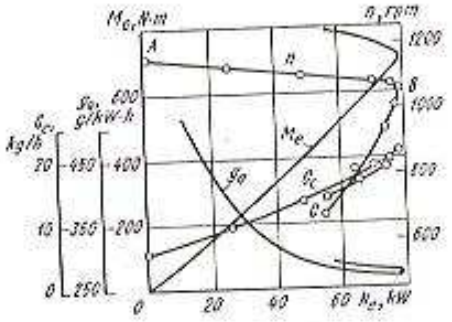


Fig. 122. Característica de regulación de un motor Diesel de tractor

AB caracteriza el funcionamiento del motor en la rama de regulación, cuando el regulador al reducir la carga disminuye la cantidad de combustible suministrado al motor Diesel o cierra la mariposa de gases en el motor de encendido por chispa. La rama BC caracteriza el funcionamiento del motor siguiendo la curva característica externa de velocidad.

§ 5. Característica multiparamétrica

La característica multiparamétrica (combinada) representa la variación de las curvas de valores constantes de cierto parámetro en función de otros dos trazados en los ejes de coordenadas.

En la fig. 123 se muestra la característica multiparamétrica del motor Diesel YaMZ-238N cuando funcionaba con sobrealimentación por turbocompresor. El análisis de la característica permite determinar en qué gama de variación de la frecuencia de rotación, de la presión media efectiva y de la potencia puede operar el motor Diesel investigado, siendo pequeño el cambio del valor del consumo específico de combustible. Las curvas de valores constantes de la potencia efectiva en función de n y p_e vienen mostradas en el gráfico por líneas de trazos.

La curva de los consumos específicos en función de la frecuencia de rotación tiene una pendiente suave para todos los valores de la

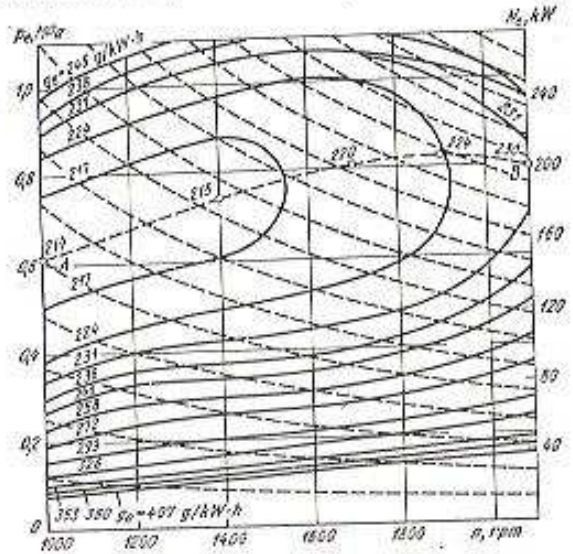


Fig. 123.Característica multiparamétrica del motor Diesel YaMZ-238N

presión media efectiva (véase la fig. 123). Esta función es típica para los motores Diesel de automóvil.

La curva AB (fig. 123), que representa $p_e = f(n)$, muestra para qué valores de p_e en cada régimen de velocidad se consiguen los mínimos consumos de combustible.

§ 6. Características de toxicidad

Al hacer pruebas de los motores para determinar el contenido de los elementos tóxicos en los gases quemados se localiza en primer término la cantidad de CO, C_xH_y y NO_x. En los motores Diesel, además de estos parámetros, se efectúa también el análisis de los gases para determinar la existencia de carbonilla (emisión de humo). La más completa noción sobre el contenido de componentes tóxicos individuales puede obtenerse al analizar las características multiparamétricas, donde se construyen las funciones de valores constantes de uno de los mencionados componentes con respecto a la carga y a la frecuencia de rotación. En calidad de ejemplo, en la fig. 124 se representan semejantes gráficos para seis motores investigados en el polígono de automóviles del HAMI, al hacer pruebas en bancos de motores.

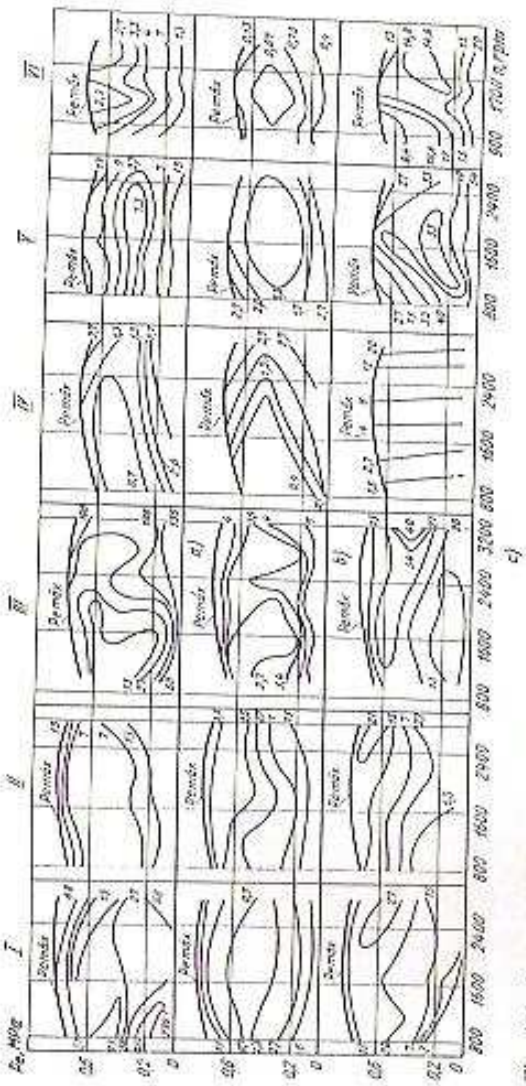


Fig. 124. Características universales de la concentración específica de los componentes [tóxicos [en g/(kW·h)] en los gases de escape de los motores a gasolina y Diesel:
a — CO; b — C_xH_y; c — NO_x; I — iV_h = 6 l, motor carburado; II — Idem, para el motor con encendido por cámara de precombustión; III — iV_h = 4,25 l, motor de carburador; IV — iV_h = 11,35 l, motor Diesel; V — iV_h = 13,1 l, motor Diesel; VI — iV_h = 11,15 l, motor Diesel

Para obtener dichas características es necesario efectuar gran volumen de investigaciones con la correspondiente selección y análisis de las muestras de gases. Los ensayos se realizan ya sea en el banco de rodillos, donde se imitan las condiciones de trabajo del motor durante el servicio [1]), o bien en los bancos corrientes de motores.

El análisis de las características (fig. 124) ha mostrado que el contenido específico de CO en los gases de escape de los motores

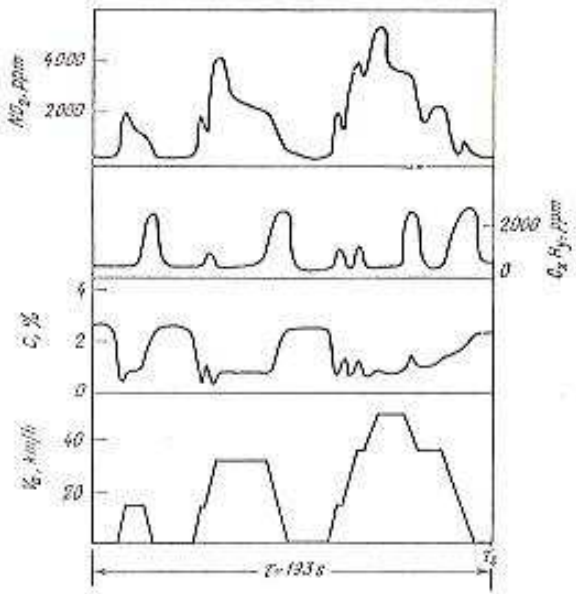


Fig. 125. Componentes tóxicos NO_x, C_xH_y y CO durante la prueba de un motor de carburador en un ciclo operativo

Diesel en comparación al de los motores de carburador es 10 veces menor, y de C_xH_y, 4 veces. Los productos de combustión de los motores Diesel contienen menor cantidad de óxidos de nitrógeno que los de los motores a gasolina. Cuando se utiliza el encendido por dardo, el contenido de CO tiene los mismos niveles que en el motor Diesel. La cantidad de NO_x y C_xH_y en los motores de encendido por dardo es la misma que tienen los motores corrientes de carburador.

[1]) Existen normas especialmente elaboradas para realizar tales ensayos. En particular se tienen las «Normas Europeas», recomendadas por las reglas de la CEE ONU № 15 para la prueba de automóviles con motores a gasolina.

Características análogas pueden obtenerse al analizar la concentración de los componentes tóxicos en los gases arrojados a la atmósfera desde el cárter en función de los regímenes del motor.

Los resultados de las investigaciones efectuadas no permiten en su análisis, establecer regularidades que vinculen los regímenes de funcionamiento del motor y el contenido de los componentes tóxicos. Se revela sólo una cierta relación entre la cantidad de los gases que penetran al cárter y el contenido de hidrocarburos en los gases del mismo.

Para prevenir la salida de los gases del cárter a la atmósfera se emplean diferentes sistemas cerrados de ventilación, con los cuales dichos gases ingresan al sistema de admisión del motor. Los mejores resultados se han alcanzado utilizando un sistema combinado, cuando los gases del cárter ingresan al sistema de admisión simultáneamente antes y después del carburador. Con esto se elimina el escape de los hidrocarburos junto con los gases del cárter siendo insignificante la variación del contenido de CO y NO_x en los productos de combustión. La fig. 125 ilustra los resultados de pruebas en un motor de carburador a la toxicidad en un ciclo operativo asignado. De ella se desprende que cuanto más intensa sea la aceleración, tanto más elevado será el contenido de NO_x. La cantidad máxima de hidrocarburos resulta para baja velocidad del vehículo. La máxima concentración de CO es típica para la marcha en vacío.

En caso de que no haya necesidad de obtener informaciones que caractericen la toxicidad de los motores en todos los regímenes de funcionamiento o se efectúan investigaciones, en las cuales se requiere obtener resultados sobre los componentes tóxicos solamente para el análisis de gases de los regímenes investigados, a base de los resultados de las investigaciones se construyen las características que determinan la variación de la toxicidad solamente en función de estos regímenes (por ejemplo, las características de carga, externas, de la marcha en vacío y varias de regulación).

§ 7. Características especiales

Característica de marcha en vacío. Esta característica determina la variación del consumo horario de combustible y de otros índices del motor en función de la frecuencia de rotación al funcionar sin carga. En el motor de carburador el punto inicial de esta característica se obtiene cerrando la mariposa de gases hasta el tope, mientras que en el motor Diesel, cuando la cremallera está en la posición correspondiente a la alimentación cíclica al trabajar el regulador asegurando la mínima frecuencia estable de rotación de marcha en vacío (véase el cap. XIV).

Hay que considerar satisfactoria la característica de marcha en vacío cuyo consumo horario de combustible se incrementa al elevar la frecuencia de rotación. Para tal característica es posible un paso relativamente rápido al régimen de carga.

La característica de marcha en vacío se obtiene separando el motor del freno, ya que al girarlo por el motor, incluso sin carga, se consume energía en vencer la resistencia interna del freno. Todas las mediciones necesarias comienzan a partir de la frecuencia mínima estable de rotación del cigüeñal, la cual posteriormente en forma paulatina se incrementa en los motores de encendido por chispa recurriendo a la apertura de la mariposa de gases, mientras que en los motores Diesel se consigue desplazando la palanca de mando del regulador.

La característica de marcha en vacío depende del régimen térmico del motor. Para sacar la curva característica de marcha en vacío es necesario previamente calentar el motor.

Cuando el motor funciona en marcha en vacío y en vacío forzado, para establecer la aptitud del motor al servicio es indispensable también tener informaciones sobre el contenido de los componentes tóxicos en los gases quemados.

Característica de detonación. El análisis de la influencia de los regímenes de funcionamiento del motor de encendido por chispa

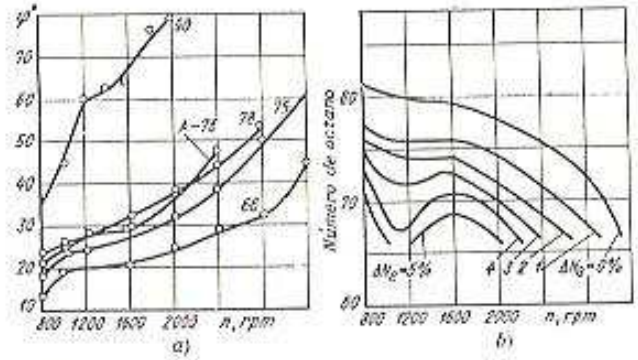


Fig. 125. Características de detonación a plena carga

sobre su tendencia a la detonación muestra que, en lo fundamental, el mínimo octanaje del combustible, con el cual no existe detonación, deberá elegirse conforme a la característica externa de velocidad del motor.

Para determinar las posibilidades de operación del motor con combustible de menor número de octano, adicionalmente se sacan características que evalúan la influencia de la frecuencia de rotación y del ángulo de avance del encendido sobre la detonación. Estas características permiten evaluar las pérdidas de potencia y el empeoramiento de la economía cuando el motor funciona con un combustible de menor número de octano. En la fig. 126, *a* se muestra la variación de φ_c al quemar el combustible sin detonación en función de la

frecuencia n, utilizando combustibles con diferentes números de octano. En la fig. 126, *b* se muestra la variación de los números de octano en función de la frecuencia n a condición de obtener diferentes grados de disminución de la potencia del motor. A medida que se incrementa n los requerimientos hacia el poder antidetonante del combustible disminuyen.

Características de regulación. Para determinar las condiciones, con las cuales se obtienen los índices óptimos del motor, se sacan las características de regulación en función del ángulo de avance del encendido y de la composición de la mezcla en el motor de carburador y en función del ángulo de avance del inicio de inyección de combustible en el motor Diesel (véase los caps. IX y XIII).

§ 8. Ruido del motor

El incremento de automóviles y autobuses en la cantidad total de medios de transporte, especialmente en las ciudades, ha conducido al aumento del ruido. En las zonas donde se observa un movimiento intenso de ellos, la fuente principal de ruido son los motores de combustión interna. En la Unión Soviética y en todos los otros países industrialmente desarrollados se han adoptado normas que limitan

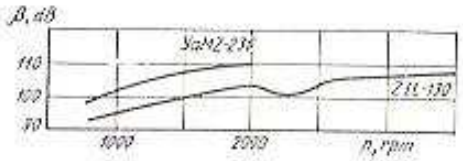


Fig. 127. Características del nivel de sonido β de los motores YaMZ-236 y ZIL-130 en función de la velocidad de rotación n al funcionar siguiendo la característica externa de velocidad

el ruido durante el funcionamiento de los medios de transporte. La observancia de estas normas es posible si se adoptan medidas especiales, dirigidas a disminuir la emisión acústica por las fuentes de ruido. Como principales índices de evaluación del ruido se han adoptado el nivel total de sonido β (en decibelios «A») y el espectro (composición de frecuencias) de la emisión acústica. Los niveles de sonido de los modernos motores de automóvil durante su funcionamiento en el régimen nominal alcanzan 98—118 dB, dependiendo del tipo de motor (de carburador o Diesel), del grado de intensificación, así como de las particularidades de la estructura y la tecnología de su producción.

En la fig. 127 vienen representados los niveles de ruido de los motores YaMZ-236 y ZIL-130 en función de la frecuencia de rotación al trabajar éstos según la característica externa de velocidad. En la fig. 128 se ilustran los espectros de la emisión acústica en uno de los

regímenes de cada uno de estos motores. De la fig. 128 se desprende que, siendo comparable la potencia, los niveles de sonido del motor Diesel son superiores al del motor de carburador. Esto se explica principalmente porque en el motor Diesel el proceso de combustión se realiza a presiones más elevadas y con mayor velocidad de crecimiento de la presión en la fase de combustión rápida.

El motor de vehículos es una fuente compleja de emisión acústica, la potencia de la cual se determina por los flujos de energía sonora desde unas cuantas fuentes diferentes. Las fuentes de ruido producido por el motor de combustión interna, según una clasificación ampliada, están compuestas por:

1) emisión acústica de origen aerodinámico;

2) ruido, originado por oscilaciones mecánicas de las superficies externas del motor.

3) energía sonora transmitida por el motor al medio circundante al oscilar sobre los elementos flexibles de la suspensión.

Los ruidos de origen aerodinámico aparecen debido a la perturbación del medio gaseoso en los procesos de intercambio de gases (aspiración y escape), así como debido al enfriamiento del motor por el ventilador. Las causas del ruido mecánico, originado por las oscilaciones de las superficies externas del motor, son: 1) los golpes en las

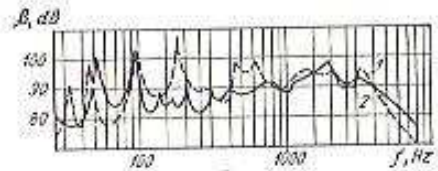


Fig. 128. Espectros de radiación acústica de los motores: 1 — YaMZ-238; 2 — ZIL-130

articulaciones móviles del mecanismo biela-manivela, en el sistema de distribución de los gases y en los elementos del sistema de alimentación de combustible; 2) el brusco incremento de las fuerzas generadas por los gases sobre las principales piezas del motor que aparecen en el proceso de combustión.

Al analizar los componentes de la emisión acústica del motor, se estudia separadamente el ruido proveniente de los sistemas de intercambio de gases (de aspiración y escape); del sistema de refrigeración (principalmente para los motores con refrigeración por aire); de origen mecánico; el proveniente del proceso de combustión.

El significado de cada fuente en el cuadro general de la emisión sonora para los motores de distintos tipos y estructuras es diferente.

En la actualidad se ha elaborado una gran cantidad de silenciadores de ruido altamente efectivos para la admisión y el escape al utilizar los cuales decrecen los niveles de ruidos aerodinámicos hasta

magnitudes menores que los niveles producidos por las oscilaciones de las superficies externas. Por ejemplo, la aplicación de los silenciadores del escape ha permitido disminuir el ruido producido por el sistema de escape en el motor YaMZ-236 desde 110 hasta 94 dB y en el motor ZIL-130 desde 104 hasta 92 dB. En los sistemas de admisión un elemento atenuador de ruido suficientemente efectivo es el purificador de aire. En los motores YaMZ-236 y ZIL-130 el purificador de aire disminuye el ruido originado por el proceso de llenado desde 122 hasta 108 dB (YaMZ-236) y desde 116 hasta 102 dB (ZIL-130). En consecuencia, siendo cerrados los sistemas de intercambio de gases, su porcentaje, con relación a la potencia acústica total emitida por el motor, es insignificante.

Los silenciadores de los sistemas de escape y los purificadores de aire son los que con más efectividad suprimen los componentes de emisión acústica de alta frecuencia (mayor de 600 Hz) que originan la mayor parte de la emisión. El mejoramiento de las propiedades de atenuación en bajas frecuencias se consigue aumentando el volumen y la longitud del conducto de intercambio de gases. Esto no siempre resulta posible en las condiciones de ubicación de los sistemas de admisión y escape en el vehículo. Mayores niveles de los ruidos aerodinámicos son característicos para los motores rápidos de carburador.

El nivel de ruido del motor Diesel se determina por el desarrollo típico del proceso de combustión y las propiedades ondulatorias de los elementos de su construcción. La intensidad de su emisión sonora en gran medida depende de los métodos adoptados de formación de la mezcla y combustión. La menor emisión la poseen los motores Diesel con formación pelicular (proceso-M) de la mezcla y con carga estratificada, así como los que tienen cámaras de combustión separadas. Ultimamente apareció la tendencia de disminuir el ruido de funcionamiento del motor Diesel, empleando la respectiva estructura de las piezas del bloque.

El ruido proveniente del proceso de combustión se revela en la zona de alta frecuencia (más de 1000 Hz) que es la más acústica y fisiológicamente desagradable del espectro de frecuencias, por eso la disminución del ruido proveniente de dicha fuente influye sustancialmente sobre el nivel de ruido. Para los motores de carburador el proceso de combustión como excitador de ruido de alta frecuencia proveniente de las oscilaciones de las superficies externas tiene una importancia secundaria. Los que más significado tienen son los ruidos de origen mecánico. El diseño racional de las piezas del bloque permite simultáneamente disminuir estos ruidos.

La relación entre el ruido proveniente del proceso de combustión y la emisión acústica de origen mecnáico difiere para distintos motores. El ruido de alta frecuencia proveniente del proceso de combustión prevalece en los motores de bajas revoluciones. Con el incremento de la frecuencia de rotación se observa la tendencia a la disminución relativa de la parte del ruido proveniente del proceso de combustión

en el nivel total de ruido del motor. Esto, sin embargo, no significa que con el aumento de la velocidad de rotación del motor desminuye el ruido originado por el proceso de combustión; el valor absoluto del ruido de este proceso también crece. Pero los ruidos mecánicos crecen más intensamente, lo que representa la causa de la disminución relativa del ruido proveniente del proceso de combustión. En la fig. 129 vienen representados los niveles de ruido de fuentes individuales en función de la frecuencia de rotación del sigüeñal del motor Diesel de tractor D-37M cuando éste funciona según la característica externa de velocidad.

El ruido engendrado por la oscilación del motor en la suspensión aparece a bajas frecuencias (hasta de 600 Hz) y su intensidad no es determinante para los motores modernos. Al intensificar los motores aumentando su frecuencia de rotación, la intensidad de emisión proveniente de esta fuente crece considerablemente. Para disminuir la influencia de la intensificación del motor sobre el ruido que éste origina es indispensable tomar medidas para mejorar el equilibrado del motor. La posibilidad de influir sobre la intensidad de esta fuente de ruido, variando los parámetros de la suspensión flexible está limitada, ya que para disminuir la intensidad de ruido se requiere emplear en la suspensión elementos elásticos de rigidez elevada. Al mismo tiempo el ruido proveniente de todo el medio de transporte puede no disminuir, e incluso incrementarse debido a una mayor transmisión de las vibraciones en general, desde el motor al vehículo.

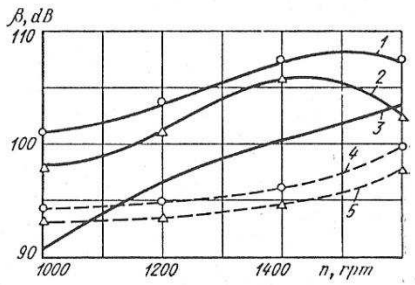


Fig. 129. Niveles de ruido de fuentes individuales en función de la velocidad de rotación n cuando el motor funciona siguiendo la característica externa de velocidad-
1 — nivel total de ruido del motor; *2* — nivel de ruido del proceso de trabajo; *3* — ruido mecánico; *4* — ruido del escape; *5* — ruido del ventilador.

Actualmente para disminuir el ruido de los motores de transporte fundamentalmente se tiende a disminuir la emisión acústica en la fuente de su surgimiento. Para esto, a la par de perfeccionar el proceso de combustión se efectúa un diseño racional de las unidades y sistemas del motor de tal manera que no empeoren los índices técnico-económicos. Los métodos pasivos de lucha contra el ruido, consistentes en enfundar o empantallar el motor, así como también en cubrir su superficie con materiales absorbentes de vibraciones, que se emplean para atenuar el ruido de motores estacionarios, por ahora no se utilizan en la industria automotriz, ya que en este caso se complicarían, las condiciones de servicio.

§ 9. Estabilidad del régimen de funcionamiento y reserva de par motor

El par motor que desarrolla el motor en el régimen estacionario es igual al momento total de las resistencias al movimiento del vehículo. En las condiciones de explotación el momento de resistencia depende de una serie de factores (el perfil y el estado de la carretera, la variación de la resistencia del aire, etc.) y puede variar dentro amplios límites. Para mantener un régimen estable de marcha es importante que, al variar la resistencia al movimiento, se restablezca la igualdad entre el par motor y el momento de resistencia variando lo menos posible el régimen de velocidad del motor.

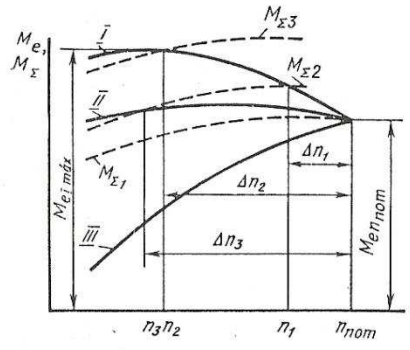


Fig. 130. Influencia de la variación del par motor en función de la velocidad de rotación sobre la estabilidad de funcionamiento del motor

En la fig. 130 se representan las curvas *I*—*III* de los momentos torsores efectivos de tres motores, correspondientes a sus características externas de velocidad. En el régimen nominal todos los motores tienen igual momento torsor. El momento de resistencia M_{Σ_1} puede ser vencido por los tres motores a la frecuencia nominal de rotación n_{nom} del cigüeñal. Si por las condiciones de la marcha el momento de resistencia se incrementa de manera que venga a corresponder a la curva M_{Σ_2}, el régimen de equilibrio para los motores, cuya variación de los momentos en función de la frecuencia de rotación se caracteriza por las curvas *I* y *II*, se establecerá a las frecuencias de rotación n_1 y n_3 (disminución de la frecuencia de rotación en Δn_1 y Δn_3), mientras que el tercero no podrá vencer esta resistencia sin cambiar la relación de velocidades en la caja de cambios.

Si la resistencia a la marcha variase en correspondencia con la curva M_{Σ_3}, entonces para el primer motor el régimen de equilibrio se establecería a n_2 (disminución en Δn_2), mientras que el segundo motor no podría vencer este momento sin variar la velocidad de la caja de cambios.

De la fig. 130 se infiere que si la variación del par motor sigue una curva más pendiente, al variar la resistencia al movimiento del vehículo la frecuencia de rotación cambia, pero el motor estará en condiciones, sin modificar la transmisión, de vencer las resistencias incrementadas.

Durante el funcionamiento del motor de carburador a cargas parciales la curva $M_e = f(n)$ es más pendiente que cuando funciona a plena carga, por eso, al variar las resistencias el motor posee buena susceptibilidad (pique) al aumento rápido de revoluciones. La tendencia de la variación de Δn en función de la resistencia al avance del vehículo en el motor Diesel no depende de la carga, ya que las características externa y parcial de velocidad de éste transcurren de manera casi idéntica.

La estabilidad del régimen de un motor de automóvil se evalúa partiendo de la reserva de par motor, que viene determinada por la relación entre el par motor máximo y el par que desarrolla el motor en el régimen nominal; esta relación se denomina *coeficiente de adaptación*:

$$K = M_{e\,máx}/N_{en\,nom}.$$

El par motor es proporcional a la presión media efectiva, por eso

$$K = p_{e\,máx}/p_{en\,nom}.$$

La frecuencia de rotación $(n)_{M_{e\,máx}}$, con la cual se obtiene el máximo par motor, es un parámetro que muestra entre qué límites de variación del régimen de velocidad el motor funciona establemente siguiendo la característica externa. Estos límites se evalúan por la magnitud

$$K_v = \frac{n_{M_{e\,máx}}}{n_{nom}}.$$

Los motores de carburador poseen un régimen relativamente estable. Su coeficiente de adaptación es $K = 1{,}25 \ldots 1{,}35$ y $K_v = 0{,}45 \ldots 0{,}55$. La curva característica del par motor de los motores Diesel es más suave y el coeficiente K no pasa de 1,15. La magnitud K_v de los motores Diesel varía entre los límites de 0,55 . . . 0,70. Para mejorar el coeficiente K en los motores Diesel es necesario utilizar un dispositivo especial de corrección (véase el cap. XIV) que permite incrementar el suministro cíclico de combustible cuando disminuye la frecuencia de rotación.

CAPITULO XI

Sobrealimentación de motores

§ 1. Generalidades

Ultimamente, debido al incremento de la capacidad de carga y de la velocidad de los vehículos, es necesaria la elevación de la potencia nominal de sus motores sin aumentar considerablemente las dimensiones máximas ni la masa. La explotación de los vehículos en condiciones montañosas, a diferentes alturas sobre el nivel del mar, conduce a la necesidad de buscar vías para conservar la potencia del motor, a pesar del descenso de la densidad del aire atmosférico. La especialización del equipo e instrumentos de medición de la producción en serie permiten organizar la producción de motores con diferentes potencias nominales a base de una serie unificada, cuando en todos los modelos las dimensiones de los cilindros y la carrera del pistón se mantienen constantes. La solución de estos problemas se reduce a la búsqueda de procedimientos para elevar considerablemente la potencia por unidad de cilindrada.

La potencia efectiva por unidad de cilindrada del motor queda definida por la ecuación (221). Para la cilindrada dada del motor iV_h la potencia puede elevarse incrementando la frecuencia de rotación n o la presión media efectiva p_e. Las posibilidades del primer procedimiento quedan limitadas por la velocidad media límite del pistón (partiendo de la condición de durabilidad de la estructura).

Examinemos las posibilidades que existen para elevar la presión media efectiva [ecuación (220)].

La magnitud de la relación η_i/α se determina por el proceso indicado en el cilindro. Para el nivel actual de perfección del proceso, esta magnitud puede seguir creciendo solamente en un pequeño porcentaje y no puede ejercer gran influencia sobre p_e. La magnitud de η_v también ha alcanzado elevados valores. Se sigue trabajando con el fin de disminuir las pérdidas mecánicas, pero también el perfeccionamiento de este parámetro no puede dar un considerable incremento de p_e.

La densidad de la carga ρ_k puede considerablemente incrementarse elevando p_k del aire o mezcla que ingresa al cilindro. Este procedimiento se denomina *sobrealimentación* del motor. Proporcionalmente a ρ_k crece p_e y, por consiguiente, la potencia por unidad de cilindrada del motor.

Al emplear la sobrealimentación, las pérdidas por fricción son mayores en comparación con los valores de las mismas que se obtienen cuando el motor funciona sin sobrealimentación, pero a consecuencia de la elevación de la potencia efectiva el rendimiento mecánico del motor sobrealimentado aumenta.

La elevación de la presión del aire se realiza en un compresor, que puede accionarse por el motor. A pesar del consumo de potencia que se gasta en hacer trabajar el compresor, la sobrealimentación considerablemente incrementa la potencia efectiva del motor, lo que puede explicarse de la manera siguiente. Se sabe que el trabajo que se gasta en la compresión o se obtiene de la expansión del gas, es proporcional a su temperatura inicial. En el compresor el aire se comprime siendo relativamente baja la temperatura, mientras que en el cilindro del motor el mismo se expande a alta temperatura, y, por lo tanto, produce mayor trabajo que aquella que se gastó en la compresión.

La elevación de la potencia del motor como consecuencia de la sobrealimentación se evalúa por el grado de sobrealimentación

$$\overline{p}_{e\,s} = p_{e\,s}/p_e,$$

donde $p_{e\,s}$ es la presión media efectiva obtenida en el motor sobrealimentado.

En caso de la sobrealimentación se elevan la presión y la temperatura del aire al final de la compresión. Esto limita el grado de sobrealimentación en los motores de carburador debido a la aparición de la detonación. La sobrealimentación puede utilizarse en los motores de automóviles de encendido por chispa al funcionar éstos en condiciones montañosas, con el fin de conservar la potencia nominal.

La potencia nominal del motor de encendido por chispa, al aplicar la sobrealimentación, puede elevarse combinando la relación de compresión, la presión de sobrealimentación y el coeficiente de exceso de aire, de manera que sea posible alcanzar una elevada potencia al utilizar un combustible de cierto número de octano asignado, sin que aparezca la combustión detonante.

Sobre todo resulta ventajosa la sobrealimentación en los motores Diesel, en los cuales la magnitud p_k no se limita por el surgimiento de la combustión detonante. Esto permite aumentar considerablemente la potencia por unidad de cilindrada en dichos motores. Con el fin de garantizar la fiabilidad y una aceptable intensidad térmica del motor Diesel sobrealimentado se limita la máxima presión del ciclo p_z y cuando funciona en el régimen nominal se eleva el coeficiente α. Esto último permite disminuir el contenido relativo de los componentes tóxicos y negro de carbón en los gases quemados. Los aspectos positivos mencionados muestran las perspectivas de amplia-

ción del campo de aplicación de los motores Diesel sobrealimentados en automóviles y tractores, los cuales obtienen gran difusión.

En los automóviles y tractores se utilizan motores Diesel en que p_e a cuenta de la sobrealimentación se eleva hasta el 30% (sobrealimentación baja). Se conocen también casos de mayor intensificación de motores Diesel de esta clase (hasta el 40—50%).

§ 2. Sistemas de sobrealimentación

Suelen emplearse tres sistemas de sobrealimentación: con compresor accionado, con turbocompresor y combinado (mixto).

Al emplear el compresor *1* accionado por el motor (fig. 131, *a*) aquél se acopla, a través de una transmisión de velocidad *2*, al cigüeñal del motor. Para el accionamiento del turbocompresor (fig. 131, *b*) se utiliza la energía de los gases de escape que ingresan

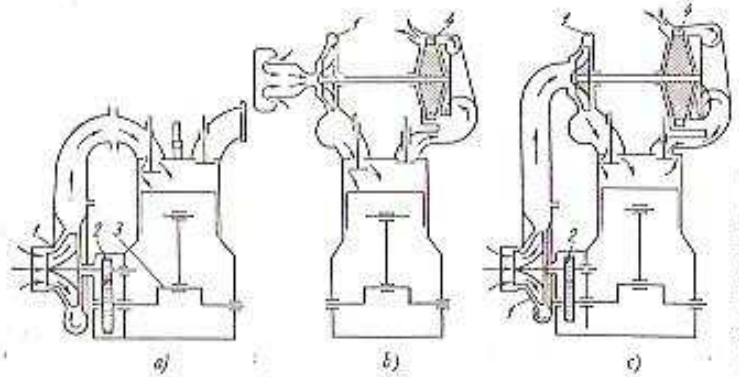


Fig. 131. Sistemas de sobrealimentación de los motores

a la turbina a gas *4*. El compresor *1* se instala en el mismo eje que la turbina *4*. Para el caso del sistema combinado (fig. 131, *c*) el primer escalón lo constituye el compresor accionado por el motor y el segundo, el turbocompresor.

La temperatura del aire después del compresor, por efecto de la compresión, se eleva [véase la ecuación (138)]. Cuando se incrementa la potencia del motor por la sobrealimentación y $\pi_k = p_k/p_0 > 2{,}0$, entre el sistema de admisión del motor y el compresor se coloca un intercambiador de calor para disminuir la temperatura de la carga de trabajo. En este caso la temperatura del aire en la admisión se determina acorde con la ecuación (130). La utilización de un enfriamiento intermedio sustancialmente disminuye, para el nivel prefijado de intensificación, la intensidad térmica de las piezas más importantes del motor.

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Al emplear la sobrealimentación en los motores carburados el compresor puede instalarse tanto delante como detrás del carburador. En caso de que el compresor se ubique delante del carburador hay que prestar especial atención a la estanquidad de la cámara del flotador. Cuando el compresor se coloca detrás del carburador es necesario adoptar medidas que eviten la posibilidad del regreso de gases hacia el compresor en caso de que surjan llamas de retorno en el sistema de admisión. Con este fin, en el múltiple detrás del compresor, se colocan válvulas de paso.

Para la sobrealimentación los más utilizados son los compresores centrífugos.

Los principales parámetros que caracterizan el compresor, son: el grado de elevación de la presión $\pi_k = p_k/p_0$, el caudal, que es igual al consumo por segundo del aire suministrado G_a y el rendimiento adiabático η_{ad}.

El trabajo consumido para comprimir 1 kg de aire en el compresor desde la presión p_0 hasta p_k, bajo la suposición de que el proceso de compresión se realiza adiabáticamente, es

$$l_{ad} = c_p T_0 (\pi_k^{(k-1)/k} - 1).$$

En la realidad, el proceso de compresión se efectúa siempre con intercambio de calor y pérdidas internas, lo que incrementa el trabajo consumido, que se tiene en cuenta en el rendimiento adiabático del compresor, este parámetro representa la relación entre el trabajo de compresión adiabática y el trabajo realmente consumido:

$$\eta_{ad} = l_{ad}/l_k.$$

El trabajo real consumido en la compresión y empujo de 1 kg de aire en el compresor es,

$$l_k = \frac{c_p}{\eta_{ad}} T_0 (\pi_k^{(k-1)/k} - 1). \qquad (225)$$

La potencia gastada en el accionamiento del compresor es,

$$N_k = \frac{l_k G_a}{\eta_m}. \qquad (226)$$

Sustituyendo la expresión (225) en la fórmula (226), obtendremos

$$N_k = \frac{c_p T_0 G_a}{\eta_k} (\pi_k^{(k-1)/k} - 1), \qquad (227)$$

donde η_k es el rendimiento total del compresor; $\eta_k = \eta_{ad}\eta_m$; η_m, el rendimiento mecánico del mismo.

La potencia del compresor puede también expresarse de la siguiente manera:

$$N_k = \frac{RT_0}{\eta_k} \frac{k}{k-1} G_a (\pi_k^{(k-1)/k} - 1). \qquad (228)$$

La temperatura del aire detrás del compresor no habiendo enfriador del aire es

$$T_k = T_0 + \frac{l_k}{c_p} = T_0 \left[1 + \frac{1}{\eta_{ad}} (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) \right].$$

Siendo bajo el grado de sobrealimentación, a veces se utiliza el compresor tipo Roots, cuyo rendimiento adiabático para pequeños valores de π_k es relativamente elevado (para $\pi_k = 1{,}3$ $\eta_{ad} = 0{,}65$). Cuando crece el grado de elevación de la presión el rendimiento adiabático de este compresor súbitamente disminuye y cuando $\pi_k = 2$, $\eta_{ad} = 0{,}5$.

Siendo más elevados los valores de π_k se emplean compresores de husillos, que tienen un rendimiento más elevado. La compresión del aire en el proceso de su desplazamiento a lo largo del eje del rotor hasta la lumbrera de descarga se realiza con ayuda de lóbulos helicoidales.

En los motores rápidos obtuvieron aplicación los compresores centrífugos o axiales rápidos, en los cuales η_{ad} alcanza elevados valores ($\eta_{ad} = 0{,}7 \ldots 0{,}8$).

Al disminuir el rendimiento y elevar π_k considerablemente se incrementa el trabajo gastado en la compresión del aire en el compresor y la temperatura T_k, como resultado de lo cual disminuye la efectividad de la sobrealimentación. Cuando la sobrealimentación se efectúa con ayuda de un compresor accionado mecánicamente por el motor,

$$N_{e\,s} = N_{i\,s} - N_m - N_k; \quad \eta_m = N_{e\,s}/N_{i\,s} = \frac{N_{i\,s} - N_m - N_k}{N_{i\,s}}.$$

Al elevar el grado de sobrealimentación por encima de un determinado valor, la potencia efectiva no se incrementa, debido a que decrece el rendimiento mecánico del motor, por efecto del crecimiento de la potencia consumida en el accionamiento del compresor, la cual no se compensa por el crecimiento de la potencia indicada obtenida a cuenta de la sobrealimentación.

Debido a que los valores del rendimiento del compresor centrífugo son mayores con respecto al compresor de husillos, la potencia efectiva del motor utilizando este compresor se incrementa hasta valores más elevados de π_k.

§ 3. Sobrealimentación por turbocompresor

En caso de sobrealimentación por turbocompresor, para la compresión del aire y su impulsión hacia los cilindros se utiliza parte de la energía que tienen los gases de escape. Esto permite parcialmente utilizar la caída de presiones entre su valor final en el proceso de expansión en el cilindro y la atmosférica, lo que es típico para el ciclo con expansión prolongada (véanse las figs. 15 y 16). La estructura de los elementos del sistema de sobrealimentación por turbocompresor es simple. La masa total de estos elementos, por lo general, no sobrepasa el 8% de la masa del motor Diesel.

La potencia de los motores Diesel turboalimentados puede ser incrementada en más del 50%. La toxicidad de los gases quemados, debido a que el proceso transcurre con un coeficiente más alto de α, es menor que en el motor Diesel no sobrealimentado. Con un diseño y tecnología adecuados, empleando materiales aleados la vida útil de los motores Diesel sobrealimentados por turbocompresor puede alcanzar el mismo nivel que los no sobrealimentados. El costo del motor, referido a la unidad de potencia, será menor cuando está sobrealimentado. Esta es la razón que determina una gran perspectiva de aplicar los motores Diesel sobrealimentados por turbocompresor en la técnica automotriz. Al mismo tiempo, a pesar de las grandes ventajas de la sobrealimentación por turbocompresor, su empleo en los motores de automóvil está ligado a la necesidad de vencer considerables dificultades.

Durante el funcionamiento del motor combinado, constituido por máquinas de pistón y de álabes, a medida que disminuye la frecuencia de rotación la cantidad de gases quemados que ingresan a la turbina de gas por unidad de tiempo prácticamente no varía, pero su temperatura disminuye. Esto conduce a la disminución de la potencia de la turbina y respectivamente al decrecimiento del trabajo consumido en la compresión, con lo cual la presión de sobrealimentación p_k se reduce. Semejante tendencia de variación de p_k en función de la frecuencia de rotación no puede proporcionar la obtención de la reserva necesaria de par motor y, en consecuencia, de la rapidez de variación de las revoluciones del motor. Para obtener la forma requerida de la característica de velocidad es indispensable elegir correspondientemente los parámetros de la turbina de gas y las características del equipo de alimentación de combustible, así como organizar el proceso de formación de la mezcla de tal manera que se obtengan los índices óptimos del motor en las condiciones de explotación. Además es muy importante asegurar los índices óptimos de funcionamiento del motor en los regímenes operacionales más probables, lo que también requiere la concordancia de los procesos que se efectúan en el motor y en el turbocompresor.

Debido a las elevadas intensidades térmica y mecánica al producir los motores, en los cuales se utiliza la sobrealimentación, se plantean requisitos más rígidos ante los materiales utilizados en su fabricación.

Por efecto de las pérdidas energéticas, típicas al realizar el proceso en la turbina, la efectividad del ciclo del motor sobrealimentado que corresponde a la expansión prolongada de la carga de trabajo, desde la presión p_z hasta la presión atmosférica p_0 (véase la fig. 15), es relativamente pequeña (menos de 7%). Además será tanto menor cuanto mayor sea el grado de compresión del aire π_k en el compresor. Para elevar la efectividad del ciclo realizado en el turbocompresor se ejecutan trabajos encaminados a elevar su rendimiento, así como

disminuir las pérdidas gasodinámicas en el colector de escape y en los conductos de admisión de los motores Diesel.

A medida que aumenta el grado de sobrealimentación mayor importancia adquiere la estructura de los órganos del sistema de escape y, en particular, la magnitud de la sección-tiempo de las válvulas de escape. En los motores con media y alta sobrealimentación ($\pi_k > 2{,}0$) es conveniente emplear estructuras de culatas con dos válvulas de escape (y dos de admisión) por cilindro.

Con el fin de conseguir la resistencia mecánica y la intensidad térmica tolerable en los motores Diesel de automóvil sobrealimentados por turbocompresor, en la mayoría de los casos la magnitud π_k

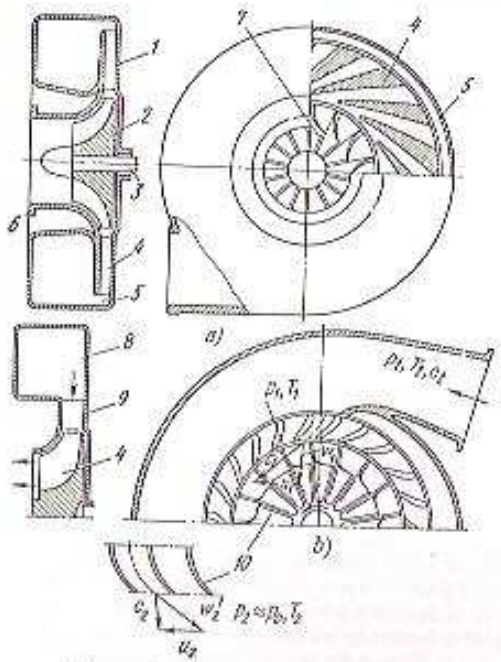


Fig. 132. Esquemas del compresor y de la turbina de un sobrealimentador

no excede de 1,6—1,8. En algunos casos su valor llega a ser de 2,0—2,2. Para estos valores de π_k generalmente se emplea la refrigeración intermedia del aire.

En los motores de automóviles y tractores se utilizan turbocompresores compactos con turbinas radiales centrípetas y compresores centrífugos. Los esquemas del compresor y turbina empleados se muestran en la fig. 132.

En la fig. 132, *a* se muestra el esquema del compresor centrífugo. El rodete *2* montado en el eje *3* conjuntamente con el aparato guía *7* gira dentro del bloque *1*. El aparato guía disminuye las pérdidas hidráulicas debido a que en los bordes delanteros de los álabes se obtiene una corriente regular aerodinámica.

El aire, al ingresar a través del dispositivo de entrada *6* al rotor en rotación, adquiere energía potencial y cinética. La velocidad absoluta de movimiento del aire en el rotor alcanza 300—350 m/s. Desde el rotor el aire pasa al difusor *4*. En éste transcurre la transformación de una forma de energía a otra (energía de presión). Desde el difusor, a la presión p_k el aire ingresa al colector de aire *5*, y después, cuando se abre la válvula de admisión (o lumbrera), pasa al motor.

El esquema de la turbina radial centrípeta se muestra en la fig. 132, *b*. Los gases quemados desde el tubo de escape ingresan al conducto de admisión *8* de la turbina y luego con la velocidad c_t, presión p_t y temperatura T_t entran al distribuidor *9*, el cual consta de canales que van estrechándose. Como resultado de esto, cuando el gas pasa a través del distribuidor su velocidad se incrementa, alcanzando en la salida la magnitud absoluta de c_1, mientras que la presión y la temperatura disminuyen hasta los valores de p_t y T_t. A la velocidad c_1 el gas ingresa a los canales entre los álabes del rodete *4* de la turbina, donde contornea a dichos álabes y cambia de dirección. La componente tangencial de la fuerza, que aparece como resultado del contorneo aerodinámico de los álabes por el gas y del cambio de dirección del movimiento, origina un par motor que hace girar el rodete. A la salida del gas de rodete se instala un enderezador giratorio de salida *10*. En la salida la velocidad del gas es igual a c_2, mientras que la presión y la temperatura disminuyen hasta los valores de $p_2 \approx p_0$ y T_2. El triángulo de velocidad, construido para la entrada del gas en el rodete de la turbina, permite, siendo conocida la velocidad circunferencial del rotor u_1 determinar la magnitud y dirección del vector de la velocidad relativa w_1, con la que el gas se mueve respecto a los bordes delanteros de los álabes del rodete. La velocidad c_2, con la que el gas sale de la turbina, se determina recurriendo al respectivo triángulo de velocidades construido para la salida del aparato enderezador *10*.

En la fig. 133 viene representada la vista general de la turbina radial centrípeta TKR-11N, instalada en el motor Diesel de tractor SMD-60. En dicha turbina el gas fluye en los álabes de la misma desde la periferia hacia el centro. En las turbinas radiales centrípetas se facilita la orientación de los álabes en el distribuidor de la turbina, ya que en este caso aparece la posibilidad de mejorar la estanquidad de las superficies extremas. La aplicación de la turbina con álabes doblados del distribuidor permite emplear con más eficacia la sobrealimentación por turbocompresor en los regímenes variables, que son típicos para la explotación de los motores de vehículos.

Los rodetes de la turbina *11* y del compresor *2* se encuentran respectivamente en los bloques *12* y *1*. Se fijan en voladizo en el eje del turbocompresor *3*, que gira en un cojinete de fricción, instalado en el bloque *13*. Los turbocompresores de este tipo son ligeros y poseen buena susceptibilidad (baja inercia). El rendimiento

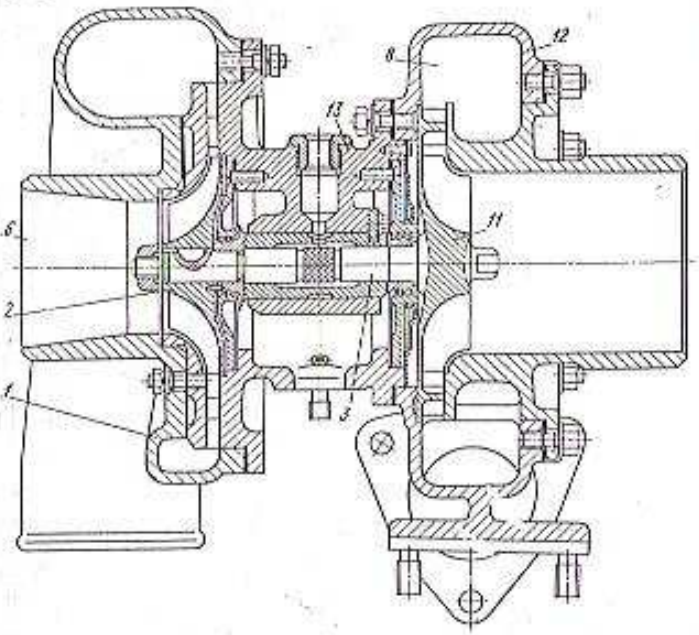


Fig. 133. Vista general del turbocompresor TKR-11N-1 del motor SMD-60 con turbina radial centrípeta: las piezas indicadas por los números *1*—*8* son las mismas que en la fig. 132

total de los mismos es elevado (más de 0,5). La durabilidad de los turbocompresores se acerca a la que poseen las demás unidades de los motores Diesel.

La velocidad circunferencial de los rodetes de los turbocompresores se determina partiendo de la presión que se desea obtener en el compresor. Para los turbocompresores de los motores Diesel de automóviles y tractores la velocidad circunferencial oscila entre los límites de 250 . . . 380 m/s. En función de los niveles de la velocidad circunferencial y de la temperatura de los gases quemados se elige el material del rodete de la turbina. Para la temperatura media del gas de 700 °C y más elevada, los rodetes de la turbina se fabrican de aleaciones de níquel. Para proporcionar al turbocompresor elevada

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIGUFIM

susceptibilidad tienden a emplear rodetes con el menor diámetro exterior posible y, como consecuencia, con el mínimo momento de inercia.

Los parámetros fundamentales, así como las pruebas de los turbocompresores están estandarizados. Las normas vigentes para los turbocompresores permiten elegir anticipadamente el tipo y dimensiones del turbocompresor siendo conocidas π_k y u.

A partir de la velocidad circunferencial u y del diámetro de los rodetes se calcula su frecuencia de rotación. En los últimos años se observa cierto aumento de la frecuencia de rotación de los rodetes de los turbocompresores en el régimen nominal del motor hasta de 50 000—80 000 rpm.

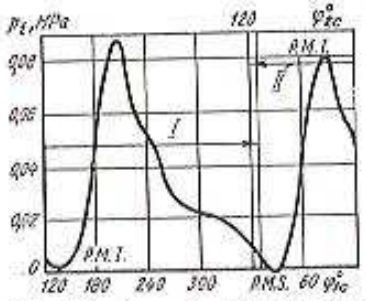


Fig. 134. La presión del gas en el colector de escape del motor durante la sobrealimentación por impulsos:
I y *II* — apertura de las válvulas de escape del primer y segundo cilindro, respectivamente

Para los procesos de trabajo, que transcurren en todos los elementos del sistema de sobrealimentación por turbocompresor, son características las fluctuaciones cíclicas de los parámetros del flujo de gas. De manera más viva la inestabilidad de los procesos gasodinámicos se expresa en el conducto de escape que une los cilindros con la turbina de gas. Esto está condicionado por la gran intensidad con que se perturba el flujo en el conducto de gases en el proceso de escape libre, por la brusca irregularidad de las temperaturas del fluido operante y su variación en tiempo, por las elevadas velocidades locales de los flujos y otros.

Los conductos de escape de un grupo de cilindros están unidos en un solo colector de escape, que alimenta una sección de paletas guías de entrada a la turbina. En el ciclo estudiado desde un cilindro se expulsan los gases quemados al colector, lleno de gases, que llegaron en el ciclo anterior desde otro cilindro.

En calidad de ejemplo de cómo varía la presión en el colector, siendo la sobrealimentación por impulsos, en la fig. 134 se muestra el diagrama indicado obtenido en el tubo de escape al hacer pruebas en un motor Diesel de seis cilindros. A medida que en el proceso de escape desde el cilindro dado aumenta la sección de paso, en los órganos de escape, intensamente crecen el caudal instantáneo del gas y la velocidad del flujo c_t en el tubo de escape de dicho cilindro. Este tubo se llena de gas que tiene una temperatura $T_{t.\,e}$, cercana a la temperatura T_{en}. Al final del proceso el caudal de gas desde el cilindro disminuye hasta cero, como resultado de lo cual decrecen hasta el mínimo la presión p_t, la temperatura T_t y la velocidad del gas en el colector.

La presión máxima en el colector $p_{máx}$ es aproximadamente 0,3 p_{en}. Al mismo tiempo, la presión media por ciclo p_m no excede de 0,2 p_{en}, la presión mínima constituye 0,12 p_{en}.

La relación de la amplitud $A = \frac{(p_{máx} - p_{mín})}{p_m}$ de la variación de presión por cada ciclo con respecto a la presión media p_m en los sistemas con sobrealimentación por impulsos, empleados en los motores rápidos, constituye 0,4—0,8 y disminuye considerablemente a medida que se incrementa la frecuencia de rotación del cigüeñal. La magnitud de A decrece también a medida que aumenta el número de cilindros que alimentan cada colector.

En los sistemas de turboalimentación por impulsos la sección transversal de los colectores Ω difiere poco de la sección de paso de cada uno de los conductos de las válvulas de escape. La relación $\Omega/F_{s.\,val} = 1 \ldots 1{,}25$.

El aumento de la sección Ω conduce a la disminución del efecto de movimiento por impulsos de los gases que ingresan al rotor de la turbina. Así mismo, disminuyen las pérdidas en la turbina y sus magnitudes resultan cercanas a las calculadas para las condiciones en que transcurre el proceso en la turbina. La reducción del impulso conlleva a que decrezcan un poco las pérdidas gasodinámicas en la fase inicial de salida de los gases desde los cilindros hacia el sistema de escape. Simultáneamente se incrementan las pérdidas de energía para hacer salir los gases quemados desde los cilindros en la fase de escape forzado cuando el émbolo se mueve hacia el P.M.S. y por lo tanto empeora el barrido del cilindro al final del proceso de escape.

En los motores Diesel de elevada potencia que pueden emplearse en vehículos para todo terreno y de alta capacidad de carga, a la par de los sistemas de sobrealimentación por impulsos se utilizan sistemas sin impulsos, en los cuales el gas se suministra a la turbina a presión constante. La magnitud A en tales sistemas es pequeña, gracias al incremento del área de la sección Ω y correspondientemente de los volúmenes de los colectores de escape.

Además de la disminución del nivel de pérdidas gasodinámicas en el conducto de entrada a la turbina y, como consecuencia, el aumento del rendimiento de la misma, como ventaja de los sistemas sin impulsos puede nombrarse la disminución de las pérdidas gasodinámicas en los gasoductos. Las desventajas de los sistemas por impulsos consisten en la disminución de la susceptibilidad y el aumento de la masa del sistema de sobrealimentación, además del empeoramiento de las condiciones de limpieza de los cilindros y, en particular, de su barrido.

Para los grados de sobrealimentación comprendidos entre $\pi_k \approx$ $\approx 2{,}0 \ldots 2{,}5$ la aplicación del sistema a presión constante p_t delante de la turbina proporciona un rendimiento más elevado del turbocompresor que el sistema por impulsos.

Las condiciones en que se conforma el proceso de trabajo del

sistema por impulsos de la sobrealimentación turboalimentada de motor Diesel de cuatro tiempos, como se desprende de la fig. 134, son las más favorables en las secciones con un número de cilindros múltiplo de tres, debido a la ausencia de recubrimiento de las fases del escape.

Para los automóviles ampliamente se utilizan motores Diesel de ocho cilindros en V cuyo ángulo entre los ejes de los bloques de cilindros es de 90°, con el ángulo entre las manivelas vecinas del cigüeñal a 90°.

Para los motores con tal disposición de los cilindros y tal ángulo entre las manivelas se utilizan esquemas de la sobrealimentación por turbocompresor, en los cuales para cada serie de cilindros se instala un colector separado de gases (fig. 135). Las condiciones en

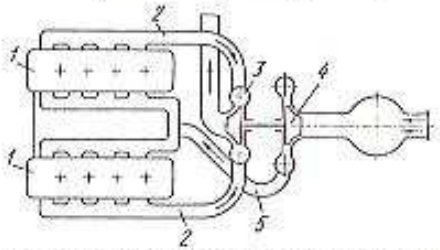


Fig. 135. Esquema de la conexión de los colectores de escape del mator Diesel en V, de ocho cilindros YaMZ-238:
1 — cilindros; *2* — colector de escape; *3* — turbina a gas; *4* — compresor; *5* — colector de admisión.

que fluye el gas a través de la turbina para este esquema dependen del orden de funcionamiento de los cilindros. El suministro de gas al colector desde una serie de cilindros comienza cuando el defasaje en dos cilindros corresponde a la rotación de la manivela en 90°. En este caso el escape de los gases quemados del siguiente cilindro (según el orden de funcionamiento) en el curso de 90° de rotación del cigüeñal se realiza simultáneamente con el escape en el cilindro anterior. Como resultado, durante el proceso de escape desde estos dos cilindros no se observa la caída profunda de la presión que es característico para los sistemas de sobrealimentación por impulsos.

El escape desde el siguiente cilindro, según el orden de funcionamiento de los cilindros dispuestos en esta línea, tiene lugar a los 270° de rotación de la manivela. Por eso la presión del gas en el colector, en la primera fase del escape desde este cilindro, varía sustancialmente, lo que es típico para la sobrealimentación por impulsos. Desde el siguiente cilindro, según el orden de funcionamiento, los gases escapan a los 180° de rotación de la manivela y posteriormente el proceso se repite.

El análisis de este esquema de suministro de gas a la turbina, siendo irregulares las explosiones, muestra que para un grupo in-

tegrado de cilindros la presión delante de la turbina corresponderá a las condiciones de sobrealimentación por impulsos, y para el otro, a las condiciones de sobrealimentación a presión constante.

Cálculo de los parámetros del turbocompresor. La potencia necesaria para obtener el valor de π_k se determina acorde con las fórmulas (227) y (228).

El trabajo que se realiza en el proceso de expansión adiabática de 1 kg de gas en la turbina es:

$$l_{ad} = \frac{k_t}{k_t - 1} R^v T_t \left[1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right],$$

donde $\pi_t = p_t/p_g'$; R^v es la constante de los gases para los productos de combustión; T_t y p_t, la temperatura y presión del gas delante de la turbina; p_g', la presión de los gases detrás de la turbina; k_t, el exponente adiabático de los productos de combustión.

El rendimiento efectivo de la turbina es

$$\eta_t = \eta_{ad_t} \eta_m,$$

donde η_{ad_t} es el coeficiente que considera las pérdidas mecánicas en la zona donde fluyen los gases de la turbina; η_m, el coeficiente que tiene en cuenta las pérdidas mecánicas.

El trabajo efectivo de la turbina es

$$l_t = \eta_t l_{ad}.$$

La potencia desarrollada por la turbina de gas es

$$N_t = l_{ad} G_g \eta_t.$$

El flujo de gases quemados que pasa a través de la turbina, es

$$G_g = G_a + G_c = G_a [1 + (1/\alpha l_0)],$$

donde G_a y G_c son los consumos de aire y de combustible en el motor respectivamente, en kg/s.

En las turbinas de gas modernas empleadas para la sobrealimentación los valores de $\eta_t = 0{,}65 \ldots 0{,}70$.

La presión p_t, necesaria para proporcionar el valor de π_k prefijado puede determinarse de la ecuación del balance de potencias:

$$\frac{k}{k-1} R T_0 \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{G_a}{\eta_k} = \frac{k_t}{k_t - 1} R^v T_t \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right) G_g \eta_t,$$

de donde

$$\frac{1}{\pi_t} = [(1 - 1/\beta\tau)(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)]^{k_t/(k_t - 1)},$$

donde

$$\beta = (R^v/R)\,[(k-1)/k] \cdot [k_t/(k_t - 1)]; \quad \tau = (G_g/G_a)\,(T_t/T_0)\,\eta_t \eta_k;$$

$\eta_{tk} = \eta_t \eta_k$ es el rendimiento total del turbocompresor; $\eta_{tk} = 0{,}4 \ldots 0{,}6$.

Los parámetros del turbocompresor para la sobrealimentación por impulsos se calculan aproximadamente partiendo de la magnitud de la presión media del gas delante de la turbina de impulsos, teniendo en cuenta los coeficientes de corrección obtenidos experimentalmente que toman en consideración el aumento de la potencia de la turbina de impulsos y la disminución de su rendimiento con respecto a la turbina en la cual $p = \text{const}$. El cálculo exacto de la turbina de impulsos se expone en la literatura especial.

§ 4. Curvas características de los motores sobrealimentados para automóviles

Anteriormente se indicó (véase la pag. 240) que para asegurar la susceptibilidad necesaria del motor, al disminuir la frecuencia de rotación del cigüeñal, es necesario que el par motor se incremente hasta cierto valor de n. En caso de aplicar la sobrealimentación para obtener en las condiciones operacionales la tendencia requerida de desarrollo de la curva $M_e = f(n)$ es necesario, además de la correspondiente selección de los parámetros del equipo de alimentación de combustible y de la característica de inyección, elegir los parámetros del turbocompresor de tal manera que las características calculadas del compresor y de la turbina garanticen el máximo suministro de aire en aquellos regímenes de velocidad, para los cuales el par motor debe ser el máximo. Al mismo tiempo, en vista de que aumenta el suministro de combustible por ciclo en estos regímenes el coeficiente de exceso de aire decrece hasta una magnitud para la cual todavía no se observa la emisión de humos en los gases de escape.

Para elevar el coeficiente de reserva del par motor K, o para obtener la posibilidad de operar el motor en el régimen $nM_{e\,max}$ a elevados valores de α, en el presente se han elaborado sistemas con regulación de la sobrealimentación por turbocompresor. Particularmente en uno de ellos, a medida que decrece la frecuencia de rotación con ayuda de un dispositivo especial se hace girar los álabes guías del distribuidor de la turbina de tal manera que las secciones de paso de éstos disminuyan. Esto permite, para la carga dada, incrementar la presión del gas delante de la turbina, como consecuencia de lo cual se eleva la frecuencia de rotación del turbocompresor y correspondientemente la presión de sobrealimentación del aire p_k en la entrada del motor.

En la fig. 136, *a* se muestran las curvas características externas de velocidad del motor Diesel YaMZ-238 sobrealimentado y sin sobrealimentación. En el régimen nominal del motor sobrealimentado la presión delante de la turbina se caracteriza por la magnitud $\pi_t = 1{,}76$, como consecuencia de lo cual la presión del aire después de ser comprimido en el compresor corresponderá al valor de $\pi_k =$

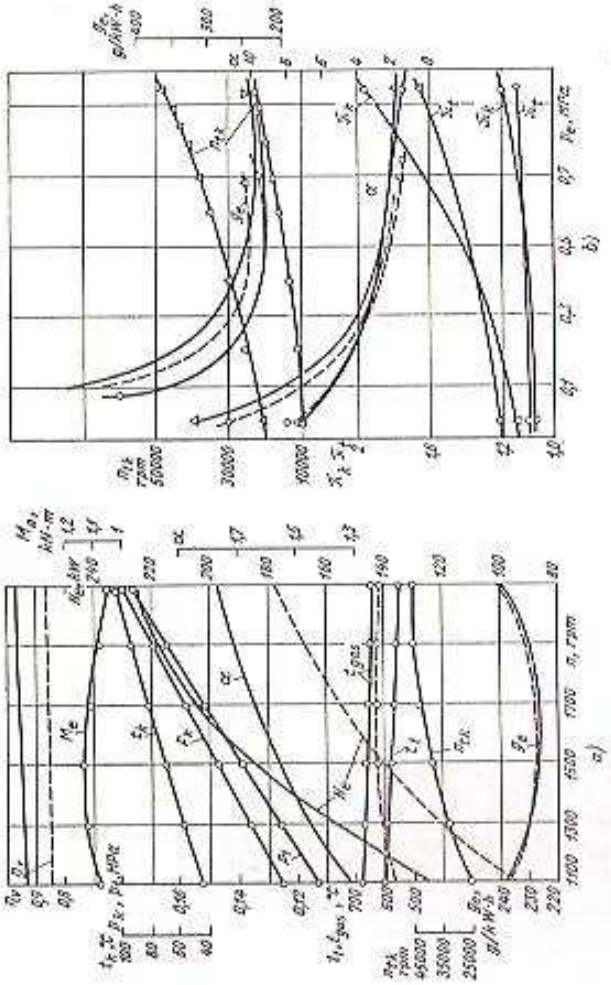


Fig. 136. Características externas de velocidad y de carga del motor Diesel YaMZ-238: *a* — características externas de velocidad; *b* — características de carga; las líneas llenas corresponden al motor Diesel sobrealimentado; las líneas de trazos, al sin sobrealimentación; ○ — n = 1000 rpm; △ — n = 2100 rpm

= 1,79. En este caso la potencia comparada con la obtenida al funcionar el motor sin sobrealimentación aumenta en 26,5%. El coeficiente de llenado aumenta, como resultado de lo cual puede obtenerse, ajustando el compresor en la zona de las frecuencias de rotación correspondientes a $M_{e\,máx}$, el coeficiente α = 1,44 . . . 1,55.

El consumo específico de combustible es prácticamente igual con y sin sobrealimentación, la frecuencia de rotación del eje del turbocompresor en el régimen nominal es n_{tk} = 45 000 rpm.

En la fig. 136, *b* se ilustran las curvas características de carga del motor Diesel YaMZ-238 para dos regímenes de velocidad, funcionando el mismo con sobrealimentación y sin ella.

A medida que aumenta la carga, la presión del gas delante de la turbina y la presión de sobrealimentación, caracterizadas por los

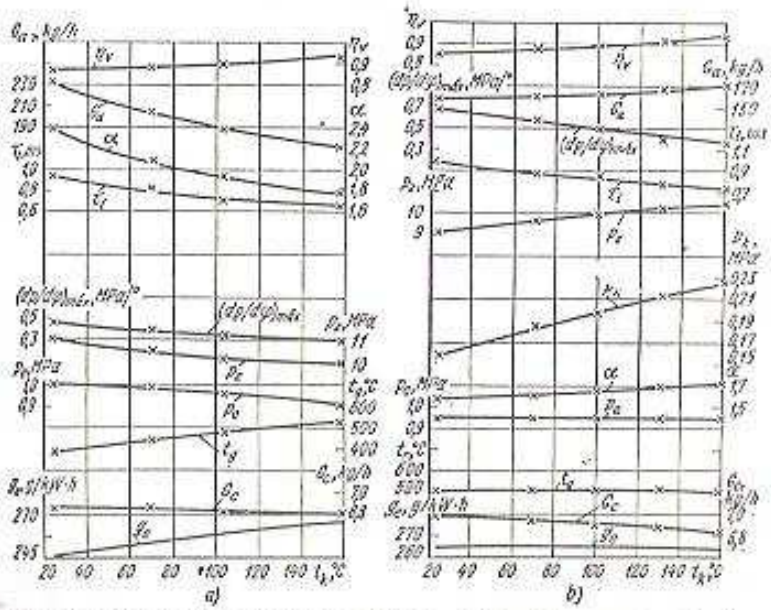


Fig. 137. Variación de los parámetros del ciclo de trabajo de un motor sobrealimentado en función de t_k (1800 rpm, φ_{in} = 19°; Q_{cH} = 155 mm³) *a* — p = const, α = var; *b* — α = const, p = var

parámetros π_t y π_k, así como la frecuencia de rotación del turbocompresor n_{tk}, se incrementan, además, tanto más intensamente cuanto más elevada sea la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor.

Para n = 2100 rpm la presión de sobrealimentación aumenta (π_k = 1,95), lo que conduce al crecimiento de p_e en un 30% siendo α = 1,8. Para n = 2100 rpm el consumo específico de combustible

con las cargas hasta $p_e = 0{,}55$ MPa es menor que en el caso cuando el motor funciona sin sobrealimentación.

Cuando el motor funciona a $n = 1000$ rpm, el empleo de la sobrealimentación debido a que merguan las pérdidas en el escape ($\pi_t = 1{,}05$), no empeora los índices económicos del motor.

La característica externa de velocidad del motor sobrealimentado mostrada en la fig. 136, *a* fue obtenida sin refrigeración intermedia del aire, registrando en el régimen nominal $t_k \approx 110$ °C. Con el fin de comparar en la fig. 137 se representan los parámetros del ciclo en función de la temperatura del aire t_k para α variable y $p_k = \text{const}$ (fig. 137, *a*) y para $\alpha \approx \text{const}$ ($\alpha = 1{,}58 \ldots 1{,}71$) y $p_k = \text{var}$ (fig. 137, *b*). El suministro de combustible por ciclo en ambos casos se mantenía aproximadamente igual. Los experimentos se realizaron en un motor Diesel monocilíndrico ($D = 130$ mm, $S = 140$ mm).

Cuando se incrementa α (fig. 137, *a*) siendo p_k constante, en caso de disminuir t_k y aumentar simultáneamente p_e, la economía del motor mejora. Cuando disminuye p_k y simultáneamente decrece t_k, siendo insignificante la disminución de α (fig. 137, *b*), la economía del motor se mantiene a un mismo nivel. En los gráficos (véase la fig. 137) se representan también las funciones que caracterizan el proceso de combustión para el caso del motor sobrealimentado.

§ 5. Sobrealimentación dinámica

En los conductos de los motores rápidos para vehículos durante los procesos de admisión y escape se origina un movimiento ondulatorio de los gases, como consecuencia del cual surge una onda de presión. Este fenómeno en los conductos de admisión y escape puede utilizarse para incrementar la carga másica que ingresa al cilindro. Si, por ejemplo, el sistema de escape se ajusta de tal manera que al final del proceso de escape en el instante del traslapo de válvulas, en la cercanía de la válvula de escape se forme cierta depresión, entonces la cantidad de gases quemados que salen del cilindro se incrementa. Como resultado de esto mejora la limpieza del cilindro y a éste entrará mayor cantidad de carga fresca. Un efecto análogo puede obtenerse también en caso de que al final del proceso de admisión (en el período de recarga), en el conducto junto a la válvula de admisión, la presión resulte superior a la atmosférica. Esto contribuirá a la recarga del cilindro, además, ésta será tanto más elevada cuanto mayor sea la presión.

En la fig. 138 vienen representadas las características externas del motor de carburador de cuatro cilindros GAZ, utilizando el sistema normalizado de escape de los gases quemados (curvas *2*) y empleando un sistema doble de escape ajustado dinámicamente (curvas *1*). A cada conducto de escape se adhieren dos tubos de escape desde dos cilindros que funcionan uno tras otro. El ajuste se efectúa eligiendo correspondientemente la longitud de ambos brazos del conducto de escape ($l = 1120$ y 1160 mm), lo que permite incrementar el coeficiente de llenado en todo el campo de variación del régimen de velocidad. Respectivamente, para casi los mismos valores de α que se utilizaron en el caso de los múltiples normalizados, se incrementaron la potencia y el par torsional del motor.

Resultados análogos se han obtenido en experimentos en el motor AZLK-412 con un sistema doble de escape ajustado y un silenciador

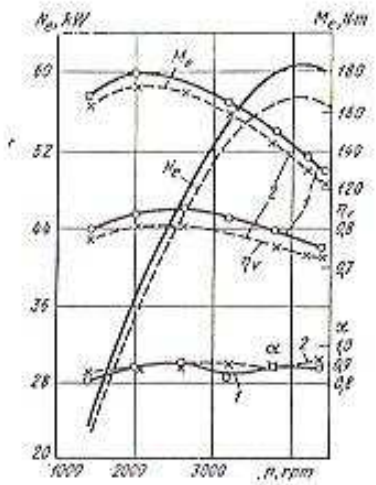


Fig. 138. Características externas de velocidad de los motores con sistemas de escape:
1 — doble ajustado; 2 — normalizado

instalado detrás del mismo. La utilización de este sistema surtió, lo mismo que al motor GAZ, un incremento de la potencia hasta el 6%.

El método de ajuste del sistema de escape, eligiendo la longitud de ambos brazos del conducto, conlleva a que en la válvula de escape del siguiente cilindro, según el orden de funcionamiento, cuando la onda se traslada a lo largo del tubo, se origina cierta depresión, lo que mejora la limpieza del cilindro de los gases quemados.

CAPÍTULO XII

Balance térmico e intensidad térmica de las piezas del motor

§ 1. Balance térmico del motor

Del análisis del ciclo del motor se desprende que para realizar el trabajo efectivo se consume solamente una pequeña parte del calor que se obtiene al quemar el combustible.

Para determinar la tendencia del aprovechamiento de calor y las vías de su mejoramiento, así como los datos necesarios para el cálculo del sistema de enfriamiento, se debe establecer en qué se gasta el calor introducido al motor. Con este fin al investigar el motor se determinan las componentes separadas del balance térmico en función de los diferentes parámetros que caracterizan las condiciones de explotación (carga, frecuencia de rotación, composición de la mezcla, etc.).

La ecuación del balance térmico (la cantidad de calor está referida a la unidad de tiempo) es

$$Q_0 = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.1} + Q_l + Q_r,$$

donde Q_0 es la cantidad total de calor introducida con el combustible al motor en el régimen dado; Q_e, el calor equivalente al trabajo efectivo del motor; Q_{ref}, el calor cedido al medio refrigerante; Q_g, el calor que se llevan del motor los gases de escape; $Q_{c.1}$, la parte del calor del combustible que se pierde debido a su combustión incompleta; Q_l, el calor entregado al lubricante; Q_r, el término independiente que determina las pérdidas no incluidas en las demás componentes del balance térmico.

El balance térmico puede determinarse en porcentaje de la cantidad total de calor introducido. Entonces

$$\left.\begin{aligned} q_e = Q_e/Q_0 \cdot 100; \quad q_{ref} = Q_{ref}/Q_0 \cdot 100; \quad q_g = Q_g/Q_0 \cdot 100; \\ q_{c.1} = Q_{c.1}/Q_0 \cdot 100; \quad q_l = Q_l/Q_0 \cdot 100; \quad q_r = Q_r/Q_0 \cdot 100. \end{aligned}\right\}$$

Es evidente que

$$q_e + q_{ref} + q_g + q_{c.1} + q_l + q_r = 100\%.$$

La cantidad total de calor consumida en 1 s es

$$Q_0 = H_u G_c,$$

donde G_c viene en kg/s y H_u, en J/kg.

El calor (en J/s) equivalente a la potencia efectiva (en W) es

$$Q_e = N_e.$$

El calor transmitido al medio refrigerante a través de las paredes del cilindro, culata, pistón y de sus segmentos puede determinarse recurriendo a la ecuación

$$Q_{ref} = G_{ref} c_{ref} (t_{sal} - t_{ent}),$$

donde G_{ref} es la cantidad del agente refrigerante que pasa por el motor, en kg/s; c_{ref}, el calor específico del mismo (para el agua $c_a = 4186$ J/kg); t_{sal}, la temperatura del agente refrigerante a la salida del motor, en °C; t_{ent}, lo mismo, pero a la entrada del motor, en °C.

El calor que arrastran los gases de escape es:

$$Q_g = G_c [M_2 (\mu c_p'') t_g - M_1 (\mu c_p) t_a],$$

donde $G_c M_2 (\mu c_p'') t_g$ es la cantidad de calor evacuado del cilindro con los gases de escape, en J/s; $G_c M_1 (\mu c_p) t_a$, la cantidad de calor introducida al cilindro del motor con la carga fresca, J/s [$\mu c_p''$ y μc_p son los calores específicos molares a presión constante respectivamente de los productos de combustión y de la carga fresca, en J/(kmol·°C)]; t_g, la temperatura de los gases quemados, medida detrás del colector de escape, en °C; t_a, la temperatura de la carga fresca que entra en el cilindro del motor, en °C.

El calor Q_l se determina midiendo la cantidad de calor cedida por el lubricante al agua en el enfriador de aceite.

El valor de $Q_{c.1}$ cuando $\alpha \geqslant 1$, generalmente no se calcula aisladamente, sino que se incluye en el término Q_r, que se puede calcular por la diferencia:

$$Q_r = Q_0 - (Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_l).$$

Si las pruebas se realizan a $\alpha < 1$, entonces el calor desaprovechado debido a la combustión incompleta se calcula acorde con la expresión

$$Q_{c.1} = (\Delta H_u)_{com} G_c,$$

donde ΔH_u se determina a base de la fórmula (108), $Q_{c.1}$ se expresa en J/s.

En la fig. 139 vienen representadas las componentes del balance térmico interno del motor cuando éste funciona sin sobrealimentación. Los valores aproximados de los componentes del balance térmico se dan en la tabla 20.

La fig. 140, *a* muestra las componentes del balance térmico en función de la frecuencia de rotación del motor de carburador GAZ-53. Aumentando la frecuencia de rotación se eleva el calor utilizado con eficacia desde el 20 hasta el 24%. La cantidad de calor Q_{ref} disminuye, al elevar la frecuencia de rotación, desde el 30 hasta el 20% con un considerable incremento del calor Q_g. El calor $Q_{c.1}$ obtiene su máximo

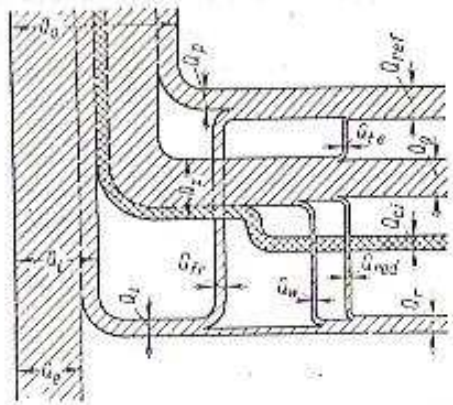


Fig. 139. Diagrama del balance térmico interno de un motor:
Q_e — calor obtenido durante la combustión del combustible suministrado al motor; Q_i — calor equivalente al trabajo indicado del motor; Q_e — calor equivalente al trabajo efectivo del motor; Q_D — calor que se transmite a las paredes internas del cilindro; Q_{ref} — calor entregado al medio refrigerante; Q_2 — calor total contenido en los gases de escape; Q_1 — calor equivalente al trabajo consumido en la fricción y en el accionamiento de los mecanismos auxiliares; Q_{fr} — calor transmitido al medio refrigerante debido a la fricción del pistón y los aros; $Q_{c.i}$ — parte del calor del combustible que se pierde por combustión químicamente incompleta; Q_r — calor residual; Q_W — calor correspondiente a la energía cinética de los gases quemados; Q_{rad} — calor perdido por radiación; $Q_{t.e}$ — calor entregado por los gases de escape al medio refrigerante a través del tubo de escape; Q_g — calor que se llevan los gases de escape

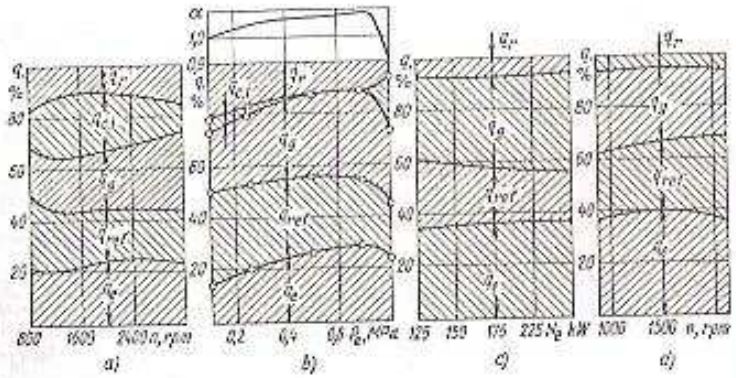


Fig. 140. Componentes del balance térmico

valor a $n = 1200 \ldots 1600$ rpm. El calor Q_1, conjuntamente con Q_r, constituye, a una frecuencia de rotación intermedia, cerca del 10%, incrementándose al elevar y disminuir la frecuencia.

En la fig. 140, *b* se representa la característica de carga del motor GAZ-53. En la parte superior de la figura se ilustra la variación del coeficiente α en función de la carga.

La variación de las componentes del balance térmico en función de la carga en el motor Diesel YaMZ-238N sobrealimentado para $n = 2100$ rpm se muestra en la fig. 140, *c*. El calor utilizado con eficacia constituye el 36%.

Al cambiar la carga desde la total hasta el 50%, el rendimiento efectivo, definido por la magnitud q_e, varía solamente en un 2% de su máximo valor alcanzado cuando $N_e = 0{,}88 N_{e\,máx}$. Al medio

20. Componentes del balance térmico (en %)

Motor	$\eta_e = q_e$	q_{ref}	q_g	$q_{c.i}$	q_r
De encendido por chispa	21—28	12—27	30—55	0—45	3—10
Diesel:					
sin sobrealimentación	29—42	15—35	25—45	0—5	2—5
sobrealimentado	35—45	10—25	25—40	0—5	2—5

refrigerante se transmite calor desde el 17% en caso de plena carga, hasta el 23% siendo $N_e = 0{,}5\ N_{e\,máx}$; con los gases de escape se van respectivamente desde el 39% hasta el 33%. El carácter de variación de las componentes del balance térmico siguiendo la característica de velocidad del motor Diesel se ilustra en la fig. 140, *d*.

§ 2. Intensidad térmica

La tendencia moderna en el desarrollo de los motores rápidos para automóviles y tractores se caracteriza por estar orientada a la intensificación de su régimen de velocidad y de su presión media efectiva. Dicha tendencia conduce al crecimiento de las cargas mecánicas y térmicas. Estas últimas principalmente son las que determinan el límite de intensificación del motor.

La intensidad térmica del motor caracteriza el nivel de la temperatura de sus piezas principales y define, partiendo de la resistencia mecánica admisible para los materiales utilizados, cuál deberá ser carga térmica en aquéllas. La intensidad térmica caracteriza también las condiciones de funcionamiento de los pares de rozamiento.

En las condiciones más complejas, en cuanto a la intensidad térmica se refiere, se encuentran las superficies candentes de los fondos de la culata y del pistón, cuyos campos de temperatura se caracterizan por su considerable irregularidad en diferentes zonas.

La temperatura de la superficie de estas piezas y especialmente del pistón influye sustancialmente en las condiciones de explotación del motor y en su fiabilidad. El recalentamiento del pistón, si es que al mismo tiempo las piezas conjugadas no se lubrican lo suficientemente bien, suscita el empastamiento con carbonilla de los anillos, raspaduras en la superficie de trabajo del pistón y de la camisa y otros defectos. Debido al irregular campo de temperaturas en el fondo del pistón y en la culata, éstos se deforman y el grado de intensidad térmica en las zonas con diferentes temperaturas resulta desigual, como resultado de lo cual aparecen fisuras y quemaduras en algunos lugares.

Para obtener las óptimas condiciones del estado térmico de un motor intensificado, se presta gran atención a la estructura racional de las piezas que perciben el calor, a las cavidades de refrigeración y a los parámetros de las unidades del sistema de enfriamiento. Una gran importancia tiene también la correcta relación entre la cantidad de calor que desprende el motor al medio refrigerante y la que sale del cilindro con los gases quemados. Especialmente en el caso de sobrealimentación por turbocompresor, la distribución racional del calor desprendido permite elevar el aprovechamiento de calor y, por lo tanto, la intensificación del motor. En este caso, mediante la introducción de mayor cantidad másica de aire al cilindro y respectivamente (para el motor Diesel) gracias al trabajo a grandes cargas con valores más elevados de α, se puede disminuir considerablemente la intensidad térmica del motor.

De esta manera, el estudio de los factores que influyen en la intensidad térmica de las piezas fundamentales del motor tiene gran significado para garantizar su servicio fiable.

En el motor de combustión interna la intensidad térmica de las piezas fundamentales se determina por la magnitud y el carácter de circulación de los flujos térmicos. La complejidad de la estructura de las piezas, la diferencia de las condiciones de enfriamiento en las superficies de las piezas, la heterogeneidad de los parámetros termodinámicos del fluido operante por todo el volumen de la cámara de combustión, conducen a que las condiciones de emisión de calor a través de las superficies de las piezas que delimitan el volumen interior del cilindro sean desiguales. Como consecuencia de esto, los flujos térmicos que pasan a través de sectores individuales en la superficie de transmisión de calor son diferentes. En el proceso de realización del ciclo la superficie de transmisión de calor varía. Estos y otros factores que acompañan la realización de las fases separadas del ciclo (el flujo turbulento de los gases, los procesos hidrodinámicos durante la admisión y el escape, la variación del estado del fluido operante durante la combustión, etc.) influyen sustancialmente sobre el carácter de los flujos de calor.

El flujo específico de calor, en W/m²

$$q = \frac{Q}{F}$$

donde Q es la cantidad de calor que pasa a través de la superficie de la pieza examinada, en W; F, el sector estudiado de la superficie, en m².

Los flujos térmicos en el motor tienen un carácter no estacionario muy elocuente.

En la fig. 141, en calidad de ejemplo, se muestra, para uno de los sectores de la superficie interior candente de la culata, la variación del flujo térmico procedente del fluido operante que se encuentra en el cilindro hacia la pared, en función del tiempo (ángulo de rotación del cigüeñal de un motor de vehículo de cuatro tiempos tipo YaMZ).

En vista de que la temperatura del aire aspirado durante la admisión es menor que la temperatura de la superficie que limita el volumen interior del cilindro, el calor se transmite desde las paredes hacia el aire (véase el cap. IV). Luego en el proceso de compresión

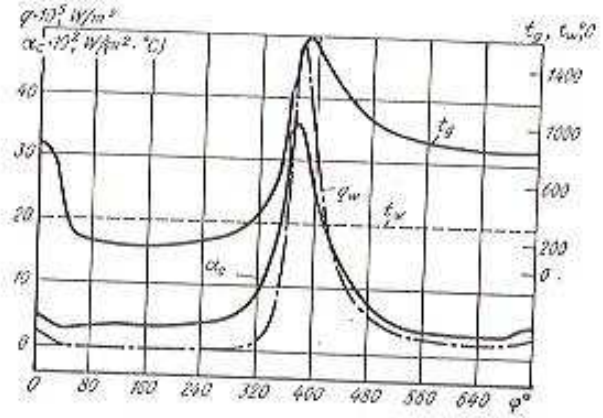


Fig. 141. Carácter que tiene la variación del flujo térmico específico desde el fluido operante hacia la superficie de la culata del motor Diesel:
$n = 2100$ rpm; $p_k = 0{,}175$ MPa; $\alpha = 1{,}55$; punto de medición a (véase la fig. 142, a); $\alpha_{g.m} = 950$ W/(m²·°C); $q_{w.g} = 240 \cdot 10^3$ W/m²

a medida que se incrementa la temperatura de la carga fresca (véase el cap. V) comienza el desprendimiento del calor desde ésta hacia las paredes. La cantidad de calor transferida a las paredes considerablemente crece en el período de combustión. Durante la expansión, inclusive hasta en el escape de los gases quemados, continúa el desprendimiento del calor a las paredes.

En la fig. 141 vienen representados también los valores de la temperatura media del gas en el cilindro, calculada a base de la ecuación característica de los gases, utilizando el diagrama indicado, así como la temperatura media de la pared en la zona estudia-

da $t_{ω}$, medida con ayuda de termopares. En el gráfico se muestra la variación del coeficiente de emisión de calor desde el gas hacia las paredes en función del ángulo de rotación del cigüeñal, calculada conforme a la ecuación

$$\alpha_a = q_{ω}/(t_g - t_{ω}).$$

La distribución del calor transmitido a las paredes según las fases del ciclo se muestra en la tabla 21.

La cantidad relativa de calor con respecto al total introducido con el combustible y absorbido por la culata en función de la carga

21. Cantidad de calor transmitida hacia la superficie que lo percibe en las diferentes etapas del ciclo

Motor	Cantidad de calor, %		
	Compresión	Carrera de trabajo	Escape
De encendido por chispa	1,0—2,0	63—70	29—35
Diesel	5,0—8,0	70—90	5—22

varía desde el 11 hasta el 19%. De la cantidad total de calor, transmitida a la culata, de 10 al 37 % se transfiere a las paredes del conducto de escape. Esto disminuye visiblemente la energía de los gases quemados que en principio podría utilizarse en la sobrealimentación por turbocompresor.

Las piezas más cargadas, en el sentido térmico, en un motor de cuatro tiempos son las válvulas de escape. El barrido del cilindro por aire, en el período de traslapo de válvulas que se emplea, por ejemplo, en la sobrealimentación, es un método efectivo para refrigerar las válvulas.

En la fig. 142 se muestra el campo de temperaturas $t_{ω}$ de las piezas del motor Diesel investigado en función de la carga, del coeficiente α para diferentes p_k, regímenes de velocidad y presión de sobrealimentación. Los valores de $t_{ω}$ en las distintas zonas de la superficie de una misma pieza difieren. Esto determina el carácter complejo del grado de la intensidad térmica del fondo del pistón y de la culata, lo que deberá tomarse en cuenta durante su diseño para obtener la necesaria equirresistencia y para garantizar la requerida transferencia de calor al medio refrigerante. Aumentando la carga p_i y reduciendo correspondientemente α a p_k = const, así mismo elevando la frecuencia de rotación crece el flujo específico y como consecuencia también crece $t_{ω}$ en todas las zonas. Por ejemplo, la temperatura de la superficie interna candente de la culata a n = 1300 rpm, p_k = 0,17 MPa y a plena carga (p_i = 1,56 MPa) en la periferia es igual a 230 °C, mientras que en la zona ubicada cerca del centro es 350 °C. Al aumentar p_k la función $t_{ω} = f(\alpha)$ varía prácticamente en forma equidistante (véase la fig. 142).

La temperatura de la superficie del pistón difiere esencialmente en las zonas donde se realizaron las mediciones. En estas zonas a elevadas cargas (y respectivamente p_k) y regímenes de altas velocidades $t_{ω}$ =320 °C, mientras que en las zonas de menor intensidad térmica, a estas mismas cargas $t_{ω}$ = 260 °C.

En la fig. 143 se muestra el campo de temperaturas del fondo del pistón del motor Diesel YaMZ-238. Dicho campo con respecto

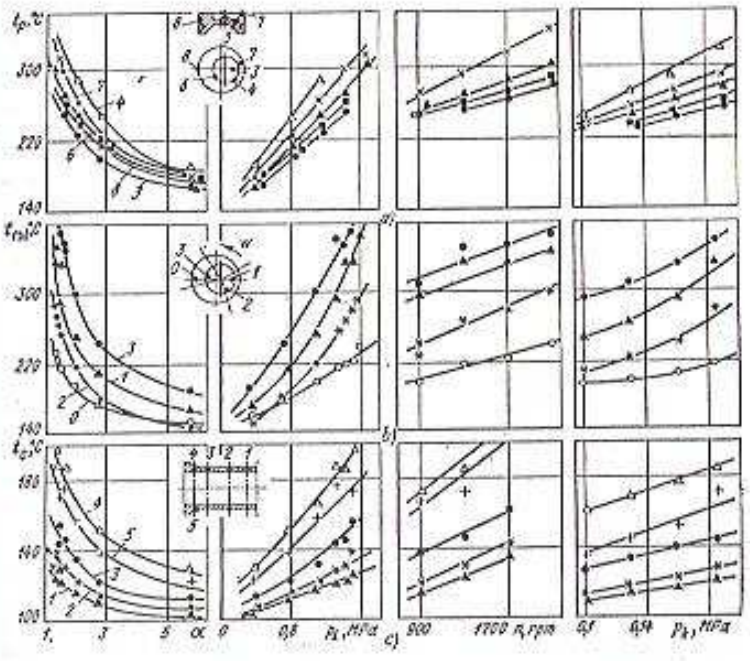


Fig. 142. Campo de temperaturas en diversas zonas de las piezas del motor Diesel en función de α, n, p_i y p_k:
a — cara del pistón; b — culata; c — camisa del cilindro. Las cifras en las curvas se refieren a las zonas donde se efectuaron las mediciones

al eje del cilindro prácticamente es simétrico. Las investigaciones mostraron que ejerce una influencia sustancial sobre $t_{ω}$, en la culata y en el pistón, la variación del ángulo de avance a la inyección de combustible. A medida que aumenta el ángulo φ_{iny} la temperatura $t_{ω}$ en todas las zonas investigadas se incrementa. Al aumentar φ_{iny} desde 20 hasta 40° en algunas zonas de la culata la $t_{ω}$ crece linealmente aproximadamente en 70 °C, mientras que en el pistón, en 60 °C.

En las piezas del motor de carburador que perciben el calor, fabricadas de aluminio, la temperatura en las diferentes zonas es menor que en el motor Diesel. Según datos de la fábrica ZIL, la temperatura de la superficie interna de la culata de aluminio, que no tiene costra, en el plano de unión de la culata con el bloque de cilindros en el régimen de máxima potencia (N_e = 140 kW, n = = 3200 rpm) siendo la temperatura del agua de refrigeración t_a = = 90 °C, constituye 150 °C, mientras que en los salientes para los pernos de ajuste de la culata con el bloque es 170 °C. Habiendo una gran cantidad de costra, la temperatura, en comparación con la culata que no la tiene, en los salientes crece en unos 50 °C.

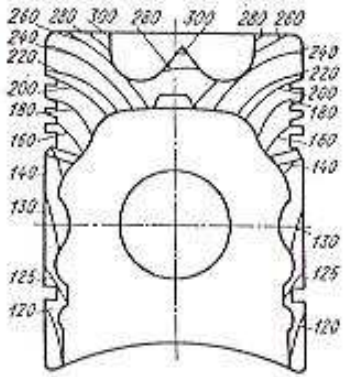


Fig. 143. Distribución de temperaturas (en °C) en la cabeza del pistón del motor Diesel YaMZ-238

Las elevadas tensiones térmicas en el fondo del pistón de los motores de carburador surgen en caso de combustión anormal detonante o de encendido por incandescencia.

En el motor Diesel, debido a que la duración del proceso de combustión es relativamente prolongada, el calor parcialmente se transmite por radiación. En este caso, el calor en menor medida se transmite a las paredes de la camisa del cilindro y en mayor grado al fondo del pistón y a la culata. En comparación con el motor de carburador, un flujo térmico mayor se transmite a través de dichas superficies y especialmente a través del fondo del pistón. A esto contribuye también el que la densidad de la carga en el motor Diesel es mayor, gracias a que la relación de compresión y la sobrealimentación en él son más elevadas.

Las investigaciones han mostrado que la transmisión de calor por radiación considerablemente influye sobre la intensidad térmica de ciertas zonas de las superficies que perciben el calor del motor. Esto se relaciona especialmente a las condiciones de transmisión de calor en la zona central de la superficie interna de la culata del motor Diesel, así como a la transmisión de calor por los bordes de su pistón.

CAPÍTULO XIII

Formación de la mezcla en los motores de encendido por chispa

La formación externa de la mezcla aire-combustible en los motores de carburador, en particular en los de encendido por chispa, transcurre en el sistema de admisión y antecede al encendido de la carga. Para obtener una formación homogénea de la mezcla aire-combustible es necesario que la distribución de los vapores de combustible en el aire sea uniforme, es decir, la relación entre el número de moléculas de combustible y el número de moléculas de oxígeno del aire que las rodean resulte igual en todo el volumen de la cámara de combustión. Esta condición puede observarse si el combustible y el aire conforman una mezcla carburante homogénea y además es necesario que el combustible se evapore por completo.

En los motores de carburador el proceso de formación de la mezcla empieza en el carburador, continúa en el colector de aspiración y culmina en el cilindro.

Lo complejo que resulta obtener una mezcla aire-combustible homogénea en caso de formación externa consiste en que el aire empieza a mezclarse con el combustible cuando éste se encuentra en el estado bifásico, o sea, cuando una parte del combustible se encuentra en la fase de vapor y la otra en estado líquido.

En los modernos motores rápidos el proceso de formación de la mezcla se realiza en un lapso reducido.

Para acelerar la vaporización del combustible, inyectado al flujo de aire, su chorro deberá pulverizarse en gotas muy finas, en cuya superficie transcurre la difusión del combustible volatilizado al aire.

En este caso se efectúa tanto la difusión molecular como la turbulenta, es decir, tiene lugar una penetración recíproca de moléculas y de pequeños volúmenes de combustible y del aire. Este proceso en cierto grado se determina por las propiedades de los componentes que conforman la mezcla aire-combustible, pero en mayor medida por la intensidad de los flujos turbulentos de aire y vapores de combustible.

La dificultad en formar una mezcla aire-gasolina homogénea consiste también en que la relación de los volúmenes de los compo-

nentes (de la gasolina totalmente volatilizada y del aire) constituye aproximadamente 1 : 50. Siendo iguales los volúmenes de los componentes de la mezcla, resulta bastante fácil obtener una mezcla uniforme, por ejemplo, al mezclar el aire con un gas natural (metano), para cuya combustión hace falta una cantidad de aire en volumen solamente 9 veces mayor.

En función del tipo de motor existen los siguientes tipos de formación externa de la mezcla: 1) carburación; 2) inyección de combustible ligero en el colector de admisión que se realiza ya sea por dosificación permanente de combustible en el colector de admisión o por porciones durante el período cuando está abierta la válvula de admisión; 3) por cámara de precombustión; 4) a gas.

El método de preparación de la mezcla más empleado en los motores de encendido por chispa es el de carburación del combustible ligero.

§ 1. Generalidades sobre la carburación

Se denomina carburación el proceso de preparación de la mezcla combustible. Este proceso incluye el movimiento del aire a través del carburador y por el colector de admisión del motor, el paso del combustible por los canales del cuerpo del carburador a través de orificios calibrados que dosifican el consumo de combustible (surtidores de combustible) y a través de válvulas de los dispositivos adicionales del carburador; la salida del combustible o de la emulsión aire-gasolina desde las toberas pulverizadoras, la pulverización del combustible en el flujo de aire, la volatilización y mezcla con el aire.

La dosificación del combustible y del aire realizada por el carburador hasta el instante en que la mezcla ingresa al cilindro representa la fase inicial de la formación de la mezcla. El proceso culmina en el cilindro durante la admisión y compresión, preparándose la mezcla combustible a un encendido forzado por la chispa eléctrica.

En la carburación influyen los siguientes factores:

1. El tiempo. En los motores modernos rápidos la preparación de la mezcla combustible se efectúa en centésimas de segundo. Cuanto más rápido es el motor tanto menor tiempo se le concede para formar la mezcla y más difícil será realizar la carburación con alta calidad. Así por ejemplo, si la frecuencia de rotación del cigüeñal es igual a 3000 rpm, el tiempo dedicado a la formación de la mezcla constituye poco más de 0,02 s. En un lapso tan reducido es necesario formar la mezcla con alto contenido de vapores de combustible, entremezclar bien el combustible con el aire, así como distribuir uniformemente los vapores de combustible en el aire en todos los cilindros y en el volumen de cada cilindro.

2. La temperatura de la mezcla. Las condiciones del medio circundante (temperatura, presión y humedad del aire), el régimen de funcionamiento del motor y las propiedades del combustible determinan el estado térmico de la mezcla en el proceso de carburación. Cuando crece la temperatura de la mezcla la intensidad de volatilización del combustible se incrementa, lo que mejora la calidad de la formación de la mezcla; al mismo tiempo se eleva el aprovechamiento de calor (crece el rendimiento indicado del motor).

3. Los esquemas estructurales y la calidad del acabado de los elementos del sistema de admisión y de la cámara de combustión. El esquema de principio del carburador, la estructura de sus elementos, el número y la disposición de los carburadores, el sistema de calentamiento de la mezcla, la calidad de la superficie, la forma y sección del conducto de admisión y la forma de la cámara de combustión, considerablemente determinan la posibilidad de distribuir uniformemente la mezcla y obtener su composición homogénea en los cilindros para los diferentes regímenes de funcionamiento del motor, incluidos también los regímenes no estacionarios, que son los más característicos para el vehículo automotor.

4. La calidad del combustible. En función de las propiedades de la gasolina la volatilización puede transcurrir con desigual intensidad. La gasolina está compuesta de variados hidrocarburos que se caracterizan por su diferente volatilidad. El elevado contenido de fracciones ligeras en la gasolina condiciona un alto contenido de vapores en la mezcla, mejor uniformidad de la distribución del combustible en el aire y un arranque más fácil del motor.

5. Los regímenes de funcionamiento del motor. La temperatura del aire ambiental y del conducto de admisión.

Una buena combustión de la gasolina en la cámara del motor (véase el cap. VI) se obtiene en caso de una determinada relación entre la cantidad de combustible y de aire en la mezcla.

En correspondencia con el régimen del motor el carburador varía la cantidad de la mezcla y su composición. Durante el funcionamiento del motor a marcha en vacío y a pequeñas cargas es necesario enriquecer la mezcla. Al elevar la carga desde la marcha en vacío hasta el valor correspondiente al empobrecimiento efectivo, a cantidad de mezcla que ingresa a los cilindros se incrementará y por eso es necesario empobrecer la mezcla. Al seguir aumentando la carga hasta su valor máximo, cuando es indispensable obtener la máxima potencia, la mezcla aire-combustible deberá nuevamente enriquecerse.

Los límites en que varía la composición de la mezcla en los motores de carburador para una amplia gama de regímenes de velocidad y de carga se caracterizan por los valores del coeficiente de exceso de aire: $\alpha_{mín} \approx 0{,}6$ y $\alpha_{máx} \approx 1{,}2$.

El carburador debe asegurar los siguientes requerimientos principales:

1. En función del régimen de funcionamiento del motor, debe organizar tal combinación de la regulación cuantitativa y cualitativa de la masa y de la composición de la mezcla aire-combustible que ingresa a los cilindros, con la cual se obtengan las condiciones ópti-

mas de explotación del motor (la máxima potencia o la mayor economía y la menor toxicidad de los gases quemados, siendo estable el trabajo del motor en todos los regímenes).

2. La distribución más uniforme posible del combustible en el flujo de aire para todos los regímenes de funcionamiento del motor. Con esto se consigue la máxima posibilidad de obtener una composición homogénea de la mezcla en los cilindros, bajo la cual se garantizan iguales condiciones para su encendido y combustión en todos los cilindros. La distribución uniforme de la mezcla entre los cilindros permite realizar el proceso de combustión utilizando una composición media de la mezcla más pobre, lo que contribuye a mejorar la economía del motor y disminuir la toxicidad de los gases quemados.

3. El arranque seguro del motor a diferentes condiciones de temperatura y su funcionamiento estable, siendo baja la frecuencia de rotación del cigüeñal a marcha en vacío.

4. La posibilidad de variar correspondientemente la regulación de los sistemas del carburador en función del estado técnico del motor y de las condiciones de operación.

5. El mantenimiento del reglaje establecido en todos los sistemas del carburador durante un prolongado tiempo de servicio del motor.

6. Una simple y fiable estructura que facilite el mantenimiento y la reparación de todos sus sistemas.

§ 2. Fundamentos físicos del proceso de carburación

Una particularidad del proceso de carburación consiste en que en el sistema de formación de la mezcla transcurren simultáneamente todos los procesos físicos de acción recíproca.

Para un análisis más completo de esta interacción estudiemos separadamente el carácter con que transcurren los procesos individuales.

Pulverización del combustible. El chorro de combustible que pasa por los conductos del carburador, en ausencia de emulsión, cae en el flujo de aire en el difusor. Por efecto de la energía cinética del aire en movimiento el combustible adquiere la forma de un cono con el vértice en la boca del surtidor y comienza a pulverizarse.

El carácter que obtiene el chorro pulverizado de combustible depende mucho de sus propiedades. Por ejemplo, para el combustible que posea un coeficiente de tensión superficial más elevado, se requiere más energía en la pulverización (fraccionamiento) del chorro. Por eso a iguales depresiones en el difusor, este combustible se fracciona en gotas más grandes, sobre las cuales actúan considerables fuerzas que las desvían del eje del flujo. Como consecuencia, el combustible forma un cono con un gran ángulo en el vértice y se asienta más intensamente sobre las paredes de la cámara de mezcla del carburador.

En el carácter de la pulverización influye también la temperatura del combustible. Aumentando la temperatura, el trabajo que se gasta en destruir la película superficial del combustible disminuye.

En aquellos casos cuando en el canal de combustible se suministra aire, el fraccionamiento del combustible en gotas comienza antes de que éste empiece a pasar al flujo principal de aire, facilitándose así la siguiente volatilización del mismo. Un fraccionamiento suficientemente fino y uniforme del combustible disminuye la presencia de elementos tóxicos en los productos de la combustión.

Vaporización del combustible. La vaporización del combustible comienza prácticamente desde el instante en que empieza su derrame y en lo fundamental transcurre en el flujo de aire en movimiento. Cuanto más elevada sea la velocidad del flujo, tanto más intensamente transcurrirá el proceso.

Las gotas más pequeñas de las fracciones preponderantemente ligeras de la gasolina, tienen tiempo de volatilizarse en la cámara de mezcla del carburador. Las partículas de combustible que no han tenido tiempo de volatilizarse son arrastradas por el aire y se evaporan durante el movimiento de la mezcla por el colector y en los cilindros del motor.

Las mayores gotas de combustible se asientan en las paredes de la cámara de mezcla, así como también en la superficie interna del conducto de admisión, no muy lejos del carburador, formando una película de combustible. En los posteriores sectores del sistema de admisión la intensidad de la formación de la película disminuye.

La película de combustible, arrastrada por el flujo de aire, se mueve por las paredes internas del conducto, pero con velocidades considerablemente menores en comparación a la que posee el aire mezclado con el combustible volatilizado y con gotitas de gasolina suspendidas en él. Una parte de la película empieza a volatilizarse a medida que se desplaza.

La intensidad de la formación de la película depende de las propiedades del combustible, del régimen de funcionamiento del motor, de su estado térmico y de la estructura del colector de admisión. Para disminuir la formación de la película el colector de admisión se calienta por los gases de escape o por el líquido refrigerante. En algunos sistemas de admisión se prevén zonas de calentamiento intensivo de la mezcla, que por lo general están situadas enfrente de la parte vertical del conducto de admisión, inmediatamente detrás del carburador.

Una de las causas de la distribución irregular de la mezcla entre los cilindros consiste en la desigual distancia por la que se desplaza la mezcla durante su movimiento desde el carburador hasta los cilindros. La distribución irregular de la fase líquida (la película) conduce a que la composición del fluido operante en los cilindros sea diferente y al empeoramiento de los índices de potencia y economía del motor.

La distribución de la película de combustible a lo largo y por el contorno del colector de admisión depende de la forma constructiva del conducto, de la temperatura de sus paredes, del régimen de funcionamiento del motor.

Cuando la película del combustible o las gotas del mismo no volatilizado penetran a los cilindros del motor, diluyen y quitan de las paredes de los cilindros la capa de lubricante, como consecuencia de lo cual se eleva el desgaste de las piezas del grupo cilindro-pistón. Los combustibles que poseen fracciones pesadas originan desgastes más elevados de dicho grupo. El incremento de la temperatura de calentamiento de la mezcla en cierto grado disminuye el desgaste de las piezas, debido a una volatilización más intensiva de las fracciones pesadas de la gasolina que se asientan en la película.

Mezclado del combustible con el aire. Desde el instante en que empieza a fluir combustible del surtidor al flujo de aire comienza el mezclado del aire con el combustible vaporizado y no volatilizado. Cuanto más pequeñas sean las gotas de combustible suspendidas en el aire, tanto más movedizas serán y más homogénea resultará la composición de la mezcla.

La práctica muestra que el combustible ingresa a los cilindros del motor no del todo vaporizado. En el cilindro tiene lugar el intercambio de calor entre la mezcla carburante que ha ingresado y los gases residuales, además al fluido operante se suministra calor desde las superficies calientes de las piezas, así como también la mezcla se calienta por efecto de la compresión. Esto contribuye a la volatilización suplementaria del combustible que ingresa en fase líquida a los cilindros del motor.

§ 3. Características del carburador y métodos para obtenerlas

Carburador perfecto. El régimen estacionario de funcionamiento de un motor queda definido por la frecuencia de rotación del cigüeñal n, la posición de la mariposa de gases del carburador λ y el coeficiente de exceso de aire α. El coeficiente α debe tener un valor enteramente determinado, con el cual se aseguren las magnitudes óptimas, para el régimen dado de la potencia N_e desarrollada por el motor y del consumo específico de combustible g_e.

El carburador que proporciona las características de regulación óptima del motor en todos los regímenes, incluso en los no estacionarios, se denomina carburador perfecto. Los requerimientos planteados ante el carburador perfecto, definidos por las características externas de velocidad y por las características de carga del carburador perfecto, pueden ser obtenidos a base del análisis de las características de regulación del motor en función de la composición de la mezcla.

Características de regulación. Cuando la mariposa de gases se encuentra en una posición invariable y $n = \text{const}$ (véase el cap. IX), el consumo específico mínimo de combustible se consigue siendo la mezcla más pobre que en caso de la máxima potencia.

Para determinar la correspondencia de la composición de la mezcla al régimen de funcionamiento, es necesario tener una serie de características de regulación en tres o cuatro posiciones de la mariposa de gases y en tres o cuatro regímenes de velocidad. Estos datos deberán obtenerse para la mínima frecuencia estable de rotación n_{min} según la característica externa de velocidad, así como también para los regímenes de velocidad correspondientes a la potencia

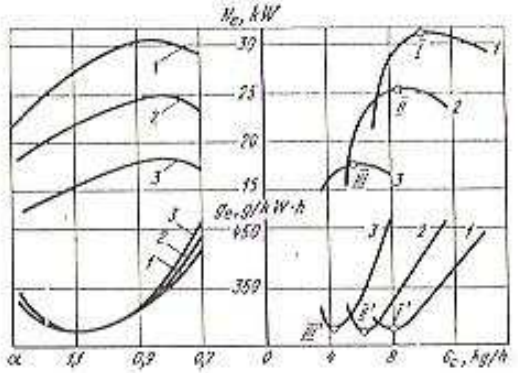


Fig. 144. Características de regulación en función de la composición de la mezcla del motor MZMA-407 estando completamente abierta la mariposa de gases:
I — n = 3400 rpm; II — n = 2600 rpm; III — n = 1800 rpm

nominal n_{nom} y al máximo torque del motor $n_{M_{máx}}$. Si hace falta un número mayor de características, entonces se eligen valores intermedios de la frecuencia de rotación entre los regímenes indicados.

La posición de la mariposa de gases se elige de tal manera que los máximos en las curvas de potencia en las características de regulación, estén uniformemente distribuidos en las zonas de elevadas, medias y pequeñas cargas y constituyan aproximadamente el 100, 75 y 25% de la potencia nominal del motor.

Características del carburador perfecto. Se denominan características del carburador perfecto aquellas curvas de variación del coeficiente de exceso de aire α en función de la rarificación obtenida en el difusor, o del consumo de aire cuando el motor está óptimamente regulado y funciona a diferentes regímenes.

En la fig. 144 se representan las características de regulación del motor obtenidas con la mariposa de gases totalmente abierta para tres regímenes de velocidad.

Las funciones $\alpha = f(n)$ trazadas por los puntos I—III, correspondientes a $N_{e\,máx}$ y por los puntos I'—III', correspondientes

a $n_{e\ min}$, estando la mariposa de gases completamente abierta, suelen llamarse características externas de velocidad del carburador perfecto (fig. 145).

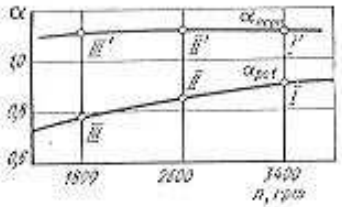


Fig. 145. Características externas de un carburador perfecto, trazadas según datos obtenidos de las características de regulación de los motores

Al disminuir n es indispensable enriquecer en cierta medida la mezcla, si el carburador se regula para obtener la composición correspondiente al régimen de potencia (α_{pot}) y, en menor grado, al régimen de economía (α_{econ}). En la zona de bajas frecuencias de rotación la calidad de la pulverización del combustible empeora por efecto de la disminución de la velocidad de la mezcla combustible en el colector de admisión. La influencia que tienen las fases de distribución de los gases sobre la composición de la mezcla necesaria, cuando varía el régimen de velocidad, se manifiesta en el cambio de

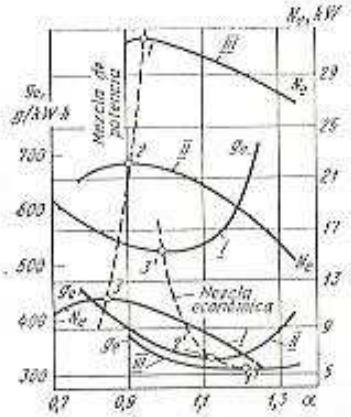


Fig. 146. Características de regulación en función de la composición de la mezcla (motor GAZ-51, n = = 2000 rpm) para diferentes cargas:
I — 25%; *II* — 60%; *III* — 75%

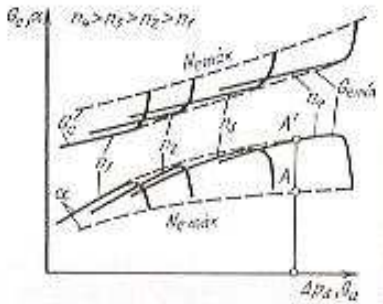


Fig. 147. Característica de carga de un carburador perfecto

la tendencia de los fenómenos pulsatorios dentro del sistema de admisión. Al disminuir n, para que transcurra normalmente el proceso de combustión es indispensable enriquecer un tanto la mezcla, tomando en consideración el empeoramiento de su distribución entre los cilindros.

En la fig. 146 se representa una serie de características de regulación en función de la composición de la mezcla en el motor GAZ-51. Los puntos *1*, *2*, *3* corresponden a la máxima potencia, mientras que los puntos *1'*, *2'*, *3'*, a los mínimos consumos específicos de combustible para cada posición de la mariposa de gases. Los puntos mencionados están unidos con líneas de trazos.

Las funciones $\alpha = f(G_a)$ mostradas en la fig. 147 se denominan características de carga del carburador perfecto.

El motor de carburador para vehículos funciona a diferentes regímenes, determinados principalmente por dos parámetros: la posición de la mariposa de gases y la frecuencia de rotación del cigüeñal. Por eso, las características de regulación óptima del carburador perfecto puede representarse en forma de un haz de curvas $G_c = f(G_a)$ y $\alpha = f(G_a)$, como se muestra en la fig. 147.

Cada curva es una característica de carga ideal para dicho régimen de velocidad. La envolvente superior (curva α) y la envolvente inferior (curva G_c) limitan el campo de regulación y caracterizan el trabajo más económico del motor para cargas parciales. El campo comprendido entre las curvas limítrofes superior e inferior representa la zona en que es posible la regulación de la composición de la mezcla. El segmento de cualquier recta vertical entre las curvas limítrofes (por ejemplo AA') muestra los límites de variación del coeficiente α en caso de una frecuencia de rotación dada y una carga determinada del motor, para los cuales el consumo de aire es constante.

§ 4. Proceso de trabajo en un carburador elemental

Cualquier carburador se basa en el funcionamiento del aparato más simple —el carburador elemental. Para que su característica sea próxima a la ideal se emplean diferentes sistemas de compensación, así como dispositivos auxiliares. Por eso, para explicar el funcionamiento de un moderno carburador es conveniente comenzar por el análisis del proceso de trabajo de un carburador elemental.

En la fig. 148 se ilustra el esquema de un carburador elemental (de un solo surtidor). El aire ingresa al difusor *9*, que tiene la forma de un Venturi, habiendo pasado por el filtro *1* y la válvula *2* (mariposa de aire). En la cuba *4* se mantiene el nivel de gasolina constante, aunque en realidad varía insignificantemente en función del régimen de trabajo. El combustible pasa por el calibre *5* (orificio calibrado) por efecto de la caída de presiones entre la cuba del carburador y el difusor. Este sale a través del tubo *6* a la zona donde la velocidad del flujo de aire y el enrarecimiento son cercanos a sus valores máximos. La mezcla de aire y combustible pulverizado se dirige desde la cámara de mezcla *8*, por el colector de admisión *7*, hacia los cilindros del motor.

Flujo de aire a lo largo del conducto de admisión. El aire proveniente de la atmósfera pasa por el depurador de aire, donde se retienen las partículas de polvo suspendidas en el aire o ingresa al conducto de aire del carburador, en el cual está ubicada la mariposa de aire *2* con una válvula automática. Durante el funcionamiento del motor, a excepción de los regímenes de puesta en marcha (cuando la mariposa está casi cerrada), el conducto de aire no ejerce resistencia considerable al flujo de aire puesto que la sección del conducto es suficientemente grande.

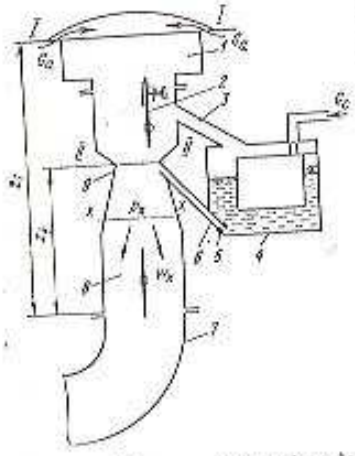


Fig. 148. Esquema del carburador elemental:
I — I — sección de entrada del carburador; *II — II* — sección mínima de la garganta del difusor; *x — x* — sección examinada del conducto de admisión

Desde el conducto de aire, éste se dirige al difusor, donde su velocidad considerablemente aumenta y la presión disminuye. Para disminuir las pérdidas del flujo de aire se utilizan difusores con un ángulo de entrada de 30° y en la salida de 7°, con una suave transición del perfil. En la práctica el perfil de los difusores, especialmente en los carburadores con un solo difusor, difiere del óptimo, debido a la necesidad de disminuir la altura del carburador. Debido a la derogación respecto a la mejor correlación de las dimensiones del difusor, el flujo de aire en movimiento se comprime, lo que a su vez conduce al desplazamiento de la zona de los mayores enrarecimientos en dirección del movimiento del aire. El movimiento del flujo de aire en el difusor del carburador tiene carácter turbulento en un amplio campo de regímenes. El movimiento turbulento del aire con intensos torbellinos es necesario para mejorar el fraccionamiento del combustible que sale del surtidor a considerable velocidad.

El gasto de aire que pasa por cualquier sección, incluida la sección $x - x$ se mantiene constante y se expresa por la fórmula

$$G_a = w_x f_x \rho_x = \text{const}, \qquad (229)$$

donde G_a es la cantidad de aire que pasa por el conducto de admisión por unidad de tiempo, en kg/s; w_x, la velocidad del aire en la sección $x - x$ (véase la fig. 148), en m/s; f_x, el área del conducto en la sección $x - x$, en m²; ρ_x, la densidad del aire en la sección $x - x$, en kg/m³.

En las diversas secciones del carburador la presión varía insignificantemente. El mayor enrarecimiento en el difusor no sobrepasa 20 kPa. Para semejante depresión, con el suficiente grado de precisión, el aire puede considerarse como un fluido incompresible, cuya densidad durante su movimiento por el conducto de admisión se mantiene constante. Para esta suposición

$$\rho_a = \rho_I = \rho_{II} = \rho_x,$$

donde ρ_a, ρ_I, ρ_{II} son las densidades del aire en la entrada y en las secciones examinadas *I* y *II*.

De la ecuación (229) tenemos

$$\frac{w_I}{w_x} = \frac{f_x}{f_I} = \frac{d_x^2}{d_I^2},$$

es decir, la velocidad del flujo es inversamente proporcional al cuadrado del diámetro de la sección respectiva.

Según el principio de conservación de la energía

$$E = E_x + E_{p(I-x)},$$

donde E_x es la energía del flujo en la sección $x - x$; $E_{p(I-x)}$, las pérdidas de energía en el sector examinado del flujo de aire.

Tomando en consideración la suposición hecha sobre la incompresibilidad del aire en movimiento, obtenemos para las dos secciones examinadas:

$$gZ_I + \frac{p_I}{\rho_I} + \frac{w_I^2}{2} = gZ_x + \frac{p_x}{\rho_a} + \frac{w_x^2}{2} + \xi_{I-x}\frac{w_x^2}{2},$$

donde ξ_{I-x} es el coeficiente de pérdidas, cuando el aire se desplaza desde la sección $I - I$ a la sección $x - x$.

La diferencia de niveles entre las secciones examinadas es insignificante. Por eso, considerando que la densidad del aire es relativamente pequeña se puede despreciar la variación de la energía de posición y adoptar que $Z_I = Z_x$.

Entonces

$$\Delta p_x = p_I - p_x = \rho_a\left[(1 + \xi_{I-x})\frac{w_x^2}{2} - \frac{w_I^2}{2}\right]. \qquad (230)$$

Cuando el flujo de aire pasa a través de la sección *II—II* (sección mínima del difusor) y suponiendo que en la sección *I—I*, en la entrada del carburador $w_I = w_a = 0$ y $p_I = p_a$ la diferencia entre las presiones en la entrada y en la sección mínima examinada del difusor

$$\Delta p_a = p_a - p_{II} = \frac{w_{II}^2}{2}\rho_a + \xi_{a-II}\frac{w_{II}^2}{2}\rho_a$$

De la ecuación (230) se desprende que en cualquier sección del carburador o del colector de admisión el enrarecimiento se determina por dos componentes: la energía consumida en desarrollar la veloci-

dad del flujo $(w_x^2/2)\,\rho_a$ y la energía gastada en vencer las resistencias hidráulicas $\xi_{a-x}\,(w_x^2/2)\,\rho_a$ en el segmento desde la entrada de aire en el carburador (sección $I-I$) hasta la sección examinada $x-x$.

Cuando el aire se desplaza por el colector de admisión el enrarecimiento no se mantiene constante. En los tramos donde la sección se contrae o hay resistencias locales elocuentes (válvula de aire, difusor, mariposa de gases, válvula de admisión) la depresión se incrementa en forma relativamente brusca.

En la fig. 149 se muestra el diagrama de la variación del enrarecimiento a lo largo del conducto de admisión cuando la mariposa de gases está completamente abierta. La curva *1* caracteriza el enrarecimiento que queda determinado por la variación de la velocidad del flujo. El máximo enrarecimiento se encuentra en la zona

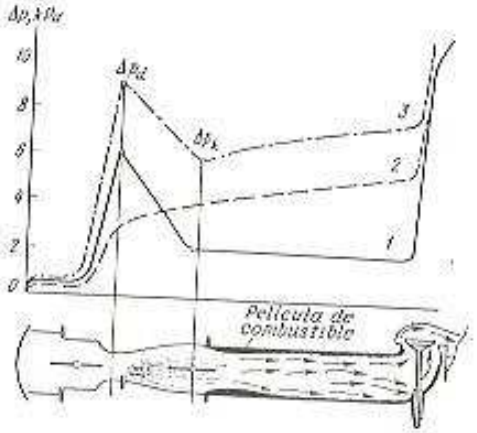


Fig. 149. Diagrama de enrarecimiento a lo largo del canal de aire en un carburador y del conducto de admisión y esquema de la formación de la película

de mayor contracción (en la sección mínima del difusor), donde la velocidad del flujo de aire resulta ser la máxima w_{II}. La curva *2* representa la variación de la depresión en función de las resistencias hidráulicas en el conducto de admisión. La curva *3* es el diagrama sumario de enrarecimiento que caracteriza la componente hidrodinámica de la energía del flujo de aire. En la sección mínima del difusor $\Delta p_x = \Delta p_d$. En la sección que se encuentra inmediatamente detrás de la mariposa de gases, $\Delta p_x = \Delta p_k$ (donde Δp_k es el enrarecimiento detrás de la mariposa). La sección mínima del difusor se elige a partir del cálculo para obtener la necesaria y suficientemente elevada velocidad del flujo de aire, con el fin de alquirir que la pulverización sea intensa y la vaporización del combustible lo más plena posible.

Cuando el motor funciona con la mariposa de gases completamente abierta las pérdidas de presión en vencer las resistencias en el carburador deben ser lo menos posible. Los mayores valores de Δp_k se obtienen a consecuencia del incremento de las resistencias hidráulicas en el carburador, como resultado de lo cual disminuye el coeficiente de llenado. Para el caso de un carburador de un solo difusor, cuando la mariposa de gases se mantiene completamente abierta, la relación $\Delta p_d/\Delta p_k \approx 2 \ldots 2{,}2$.

De la ecuación (230) la velocidad del aire en la sección $x-x$

$$w_x = \sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho_a\,(1+\xi_{a-x})}},$$

o bien

$$w_x = \sqrt{\frac{1}{1+\xi_{a-x}}}\,\sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho_a}} = \varphi_x\sqrt{\frac{2\Delta p_x}{\rho_a}},$$

donde φ_x es el coeficiente de velocidad en la sección examinada y tiene en cuenta la disminución de la velocidad debido a la resistencia hidráulica del conducto de admisión.

En la fig. 150, *a* se muestran los diagramas de las velocidades del aire w_a en la sección transversal del difusor del carburador, así

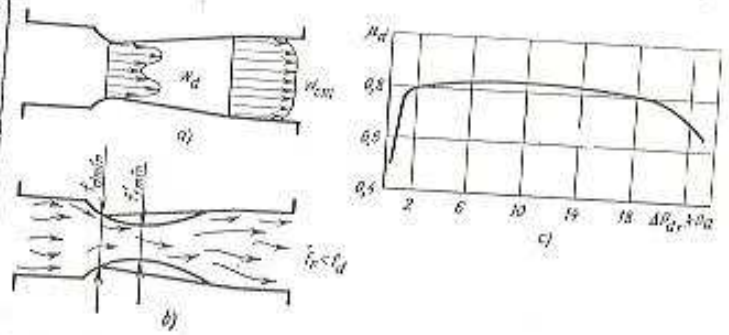


Fig. 150. Flujo de aire a través del difusor (w_{cm} es la velocidad del aire en la cámara de mezcla)

como también el carácter del movimiento del aire y la contracción del chorro después de salir de la sección estrecha del difusor (fig. 150, *b*). Como consecuencia de la contracción del chorro, al pasar de la parte estrecha del difusor a la que se expande, la sección mínima del flujo es un poco menor que la sección mínima del mismo. La influencia de la contracción del chorro se evalúa por la relación entre el área mínima de la sección del flujo f_v y el área de la sección del difusor f_d, denominada coeficiente de contracción del chorro $\alpha_{ch} = f_v/f_d$; generalmente $\alpha_{ch} = 0{,}97 \ldots 0{,}98$.

El producto del coeficiente de velocidad φ_d por el coeficiente de contracción del chorro α_{ch} se denomina coeficiente de descarga μ_d.

Por lo tanto, para la sección mínima del difusor

$$w_d = \mu_d \sqrt{2 \frac{\Delta p_d}{\rho_c}}, \qquad (231)$$

donde w_d se da en m/s.

Si se conocen el área mínima de la sección del difusor f_d (en m²), la velocidad del aire en esta sección w_d (en m/s) y el coeficiente de descarga μ_d, entonces se puede determinar recurriendo a la ecuación (229) la cantidad de aire (en kg/s) que pasa por el conducto de admisión:

$$G_a = f_d w_d \rho_a.$$

Sustituyendo el valor w_d de la ecuación (231) obtendremos

$$G_a = \mu_d f_d \sqrt{2 \Delta p_d \rho_a}, \qquad (232)$$

donde f_d viene en m²; Δp_d, en Pa y ρ_a, en kg/m³.

Según datos experimentales el enrarecimiento en el difusor del carburador varía de 2 a 15 kPa, siendo racional la forma del carburador, el coeficiente μ_d se mantiene prácticamente constante (fig. 150, *c*)

La disminución del coeficiente de descarga en la zona de pequeños enrarecimientos (menos de 2 kPa) resulta porque, siendo baja la velocidad del aire, la sección operante del canal en cierta medida se reduce, debido al aumento del grosor de la capa límite de aire que se forma en la pared. Para enrarecimientos mayores de 15 kPa el coeficiente de contracción del chorro disminuye debido a la disconformidad entre las formas del difusor y del chorro de aire, lo que está vinculado con la formación de torbellinos cerca a las paredes. Si el difusor tiene la forma más ventajosa no se observa el desprendimiento del flujo con respecto a las paredes. Cuando el aire ingresa con un ángulo mayor de 30°, aparecen considerables turbulencias. En caso de que el ángulo de entrada del aire sea pequeño deberá incrementarse la longitud del difusor.

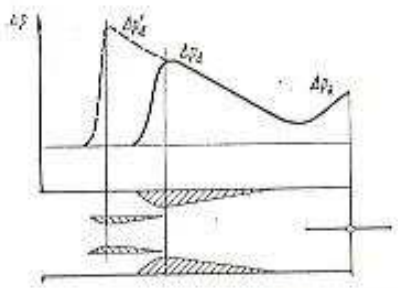


Fig. 151. Diagrama de enrarecimiento en un carburador de dos difusores:

$\Delta p'_d$ y Δp_d son los enrarecimientos en los difusores pequeño y grande respectivamente; Δp_k, el enrarecimiento en la sección del eje de la mariposa de gases

Al disminuir el diámetro del difusor la relación $\Delta p_d/\Delta p_k$ decrece por efecto del incremento de las resistencias hidráulicas. Para elevar esta relación se utilizan carburadores que tienen difusores dobles y triples ubicados concéntricamente (fig. 151). La velocidad del aire

a la salida del difusor interior deberá ser cercana a la máxima velocidad del aire en el difusor exterior. Para este fin, el borde de salida del difusor interior se desplaza de 4 a 5 mm, en dirección del flujo de aire, con respecto al borde de entrada del difusor exterior, lo que compensa el desplazamiento del máximo de la velocidad y del vacío como consecuencia de la contracción del flujo de aire. En un carburador con triple difusor la relación $\Delta p_d/\Delta p_k$ puede incrementarse hasta 2,5—2,6. Utilizando unos cuantos difusores, la resistencia hidráulica, para la requerida velocidad del flujo de aire, puede reducirse, sin aumentar la altura del carburador.

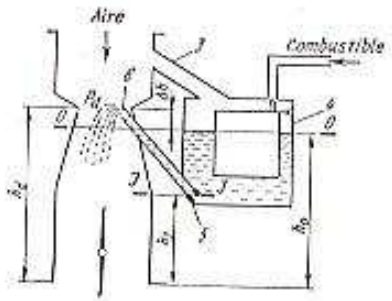


Fig. 152. Flujo de combustible a través del carburador (los símbolos son los mismos que en la fig. 148)

El coeficiente total de descarga en el carburador de múltiples difusores es un poco menor que el de difusor único. Por eso, la sección de paso total de los difusores, en los carburadores de múltiples difusores, es mayor que la sección de paso del de difusor único. Como resultado de esto la velocidad del flujo de aire disminuye un tanto, pero se amplían los límites de variación del vacío en el cual el coeficiente μ_d no cambia. En la fig. 151 se muestra el diagrama de enrarecimiento en un carburador con dos difusores.

La tecnología de fabricación del difusor y su material influyen, durante su explotación, en la estabilidad de funcionamiento del mismo (mantenimiento de $\mu_d = 0{,}7 \ldots 0{,}9$). Siendo prolongado el funcionamiento del carburador, es indispensable comprobar periódicamente el estado y las dimensiones del difusor.

La velocidad del aire en el difusor del carburador varía entre amplios límites, alcanzando para elevadas frecuencias de rotación del cigüeñal y cargas y, por lo tanto, para elevadas velocidades del flujo, 200 m/s. Debe señalarse que para todas las velocidades del flujo de aire que pasa por el difusor, la corriente tiene un carácter turbulento.

Salida del flujo de combustible. En la fig. 152 se muestra el esquema de movimiento del combustible desde la cuba del carburador *4* a través del calibre *5*, de los canales, del surtidor *6* y del difusor. El nivel de combustible en la cuba debe ser menor que en la boca del surtidor *6*, en una magnitud $\Delta h_2 = h_d - h_s \approx 4 \ldots 8$ mm, para evitar que el combustible salga por el surtidor cuando el carburador se encuentra en posición inclinada.

Para dos secciones del carburador (las secciones $0 - 0$ y $J - J$), asumiendo que la velocidad en la sección $0 - 0$ es nula y no existen

resistencias

$$gh_0 + \frac{p_0}{\rho_c} = gh_{cal} + \frac{p_{cal}}{\rho_c} + \frac{w^2_{t.cal}}{2}, \qquad (233)$$

donde $w_{t.cal}$ es la velocidad teórica con que sale el combustible del calibre, en m/s; h_0 y h_{cal}, la altura del nivel referida al origen de lectura, en m; p_{cal}, la presión en la sección del calibre, en Pa.

De la ecuación (233) obtenemos la velocidad teórica del combustible a la salida del calibre:

$$w_{t.cal} = \sqrt{2\left[\frac{p_0 - p_{cal}}{\rho_c} + g(h_0 - h_{cal})\right]}. \qquad (234)$$

Expresemos la presión en la sección del calibre p_{cal} mediante la presión en la sección mínima del difusor. Aquélla será igual a la suma de las presiones en el difusor $(h_0 - h_{cal})$ más la columna de combustible Δh. La magnitud Δh es convencional y representa en sí la suma de resistencias de dos tipos que deben ser vencidas. El vacío existente en el carburador debe ser suficiente para que sea posible la salida de combustible por el surtidor, es decir, $\Delta h = \Delta h_s + \Delta h_{t.s}$ (donde Δh_s es la distancia vertical entre la boca del surtidor y el nivel de combustible en la cuba; $\Delta h_{t.s}$, es la altura convencional de la columna de gasolina correspondiente a la caída de presiones necesaria para vencer las fuerzas de la tensión superficial, cuando sale la gasolina por la boca del surtidor).

Por consiguiente:

$$p_{cal} = p_d - (h_a - h_{cal} + \Delta h)\rho_c g.$$

Entonces de la ecuación (234) obtenemos

$$w_{t.cal} = \sqrt{2\left(\frac{\Delta p_d}{\rho_c} - \Delta h g\right)},$$

donde $w_{t.cal}$ se da en m/s.

La velocidad real de salida, sin tener en cuenta la contracción del chorro es

$$w_{cal} = \varphi_{cal}\sqrt{\frac{2}{\rho_c}(\Delta p_d - \Delta h \rho_c g)},$$

donde φ_{cal} es el coeficiente de velocidad, que considera las pérdidas de salida del combustible.

Considerando la contracción del chorro α_{ch}, la cantidad de combustible que pasa por el calibre (en kg/s) es:

$$G_c = \mu_{cal} f_{cal}\sqrt{2\rho_c(\Delta p_d - \Delta h \rho_c g)}. \qquad (235)$$

El coeficiente μ_{cal} depende de la estructura del calibre, así como de la caída de presiones que condiciona la salida del combustible, además varía bruscamente al cambiar la relación entre el largo del calibre l y el diámetro d entre los límites de 5 a 2.

Siendo $l/d \approx 1 \ldots 2$ los valores de μ_{cal} prácticamente no varían. Siendo menores los valores de l/d, el coeficiente μ_{cal} disminuye y sobre su magnitud influyen fuertemente la forma de la arista, el carácter que tiene el bisel, su redondeo y la calidad del acabado de la parte calibrada del surtidor.

Los calibres con la relación $l/d \approx 2$ (fig. 153) son los que tienen el más estable valor máximo de μ_{cal}. En este caso las desviaciones tecnológicas de las dimensiones principales del calibre prácticamente no influyen sobre este coeficiente.

En la fig. 154 se muestra la variación de los coeficientes μ_d y μ_{cal} en función del enrarecimiento Δp_d que existe en el difusor del

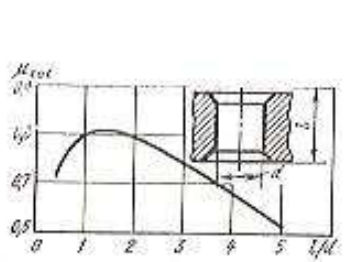


Fig. 153. Variación del coeficiente μ_{cal} en función de la relación l/d.

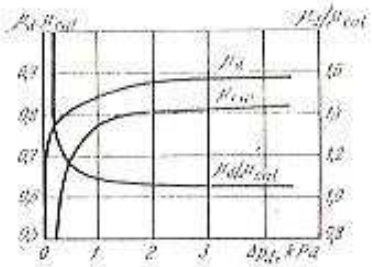


Fig. 154. Variación de los coeficientes μ_d y μ_{cal}, así como de la relación μ_d/μ_{cal} en función del vacío Δp_d en el difusor del carburador

carburador. En la zona de pequeños vacíos (hasta 2000 Pa) el coeficiente μ_d bruscamente se incrementa y luego se estabiliza. La salida de combustible comienza cuando $\Delta p_d = \Delta h \rho_c g$. Al aumentar el enrarecimiento hasta $\Delta p_d > \Delta h \rho_c g$ el coeficiente μ_{cal} crece continuamente, estabilizándose solamente en la zona de considerables vacíos en el difusor.

Flujo combinado de combustible y aire. Partiendo de los valores calculados de G_a y G_c a base de las ecuaciones (232) y (235) puede determinarse el coeficiente de exceso de aire:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c l_0} = \frac{\mu_d f_d \sqrt{2\rho_c \Delta p_d}}{l_0 \mu_{cal} f_{cal}\sqrt{2\rho_c(\Delta p_d - \Delta h \rho_c g)}}$$

o también

$$\alpha = \frac{1}{l_0}\frac{f_d \mu_d}{f_{cal}\mu_{cal}}\sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_c}}\sqrt{\frac{\Delta p_d}{(\Delta p_d - \Delta h \rho_c g)}}.$$

Adoptando que

$$\frac{1}{l_0}\frac{f_d}{f_{cal}}\sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_c}} = \text{const} = c,$$

obtendremos

$$\alpha = c\,\frac{\mu_d}{\mu_{cal}}\sqrt{\frac{\Delta p_d}{(\Delta p_d - \Delta h \rho_{cr} g)}}.$$

Despreciando la relativamente pequeña magnitud $\Delta h \rho_c g$ en comparación con Δp_d, obtendremos

$$\alpha = c\,\frac{\mu_d}{\mu_{cal}}. \qquad (236)$$

En la fig. 154 se muestra también la variación de la relación μ_d/μ_{cal} en función del enrarecimiento en el difusor del carburador. Del gráfico se infiere que con el crecimiento de Δp_d (es decir, cuando crece el consumo de aire) al aumentar la frecuencia de rotación n y la carga del motor, la relación μ_d/μ_{cal} disminuye, decreciendo bruscamente en la zona de pequeños vacíos, mientras que casi no varía en caso de valores considerables de Δp_d. De la ecuación (236) se desprende que el coeficiente de exceso de aire α varía proporcionalmente a la relación μ_d/μ_{cal}, como resultado de lo cual en un carburador elemental a medida que se incrementa la carga tiene lugar el enriquecimiento de la mezcla, éste resulta intenso a pequeñas y medianas cargas e insignificante, a elevadas cargas. La misma influencia la ejerce también la variación del régimen de velocidad del motor.

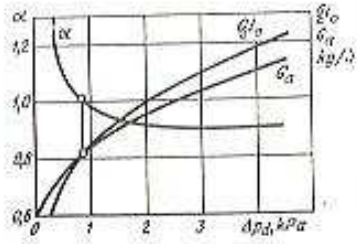


Fig. 155. Característica del carburador elemental de calibre único

En la fig. 155 se exponen las curvas $G_c l_c$ y G_a en función del vacío en el difusor. Allí mismo se muestra la función $\alpha = f(\Delta p_d)$, que en sí es la característica de un carburador elemental. Para pequeños valores de Δp_d la mezcla resulta considerablemente pobre; la mezcla se enriquece intensamente cuando crece Δp_d en la zona de pequeñas cargas. El valor de $\alpha = 1$ se obtiene siendo $\Delta p_d = 0{,}8$ kPa. Al seguir incrementando Δp_d, la mezcla se enriquece con menor intensidad y a elevadas cargas la composición de la mezcla se estabiliza.

La característica del carburador elemental no cumple los requerimientos del motor, ya que con el aumento de la carga la mezcla se enriquece sobre todo a pequeñas y medianas cargas, en lugar de empobrecerse. Si el carburador elemental se regula a la composición de la mezcla necesaria para que el motor funcione a elevadas cargas, entonces al pasar a cargas pequeñas la mezcla se empobrecerá tanto que saldrá fuera del límite de inflamabilidad y no tendrá lugar la combustión de la mezcla aire-combustible. Si el carburador elemental se regula de tal manera que a pequeñas cargas suministre una mezcla de la composición necesaria, entonces cuando éste pase a funcionar con elevadas cargas la mezcla se sobreenriquecerá y también resultará fuera del límite de inflamabilidad.

El carburador elemental no proporciona el enriquecimiento de la mezcla que es indispensable para acelerar la marcha del automóvil, en vista de la variación del carácter que tiene el proceso de formación de la mezcla.

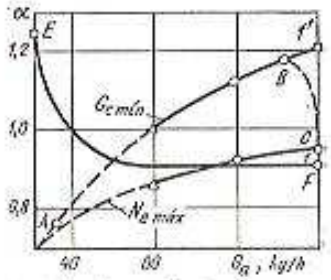


Fig. 156. Característica de carga de los carburadores:
AEC — perfecto; *ES* — elemental

En la fig. 156 se muestran las características de los carburadores perfecto y elemental. Funcionan de diferente manera. Para cambiar la característica del carburador elemental y hacerla parecida a la ideal se requiere utilizar:

1) un sistema de marcha en vacío (ralentí) que enriquezca la mezcla a pequeñas cargas y a marcha en vacío;

2) un sistema de dosificación principal;

3) un sistema de compensación que corrige el suministro de combustible del sistema anterior;

4) un sistema de enriquecimiento de la mezcla cuando se pasa a funcionar a las máximas cargas (economizador);

5) dispositivos adicionales que garanticen el arranque seguro del motor y buena aceleración, así como la disminución de la toxicidad de los gases quemados.

§ 5. Compensación de la composición de la mezcla en el sistema de dosificación principal

El sistema de dosificación principal con los dispositivos adicionales deberá suministrar a los cilindros la cantidad de combustible suficiente para el funcionamiento normal del motor en el intervalo de variación de pequeñas cargas (por ejemplo, el punto A en la característica del carburador perfecto, véase la fig. 156) hasta la carga correspondiente al límite de empobrecimiento efectivo con la mariposa de gases casi totalmente abierta (punto B). Semejante característica, en dicho intervalo de variación de la carga, puede obtenerse aplicando varios métodos de compensación de la composición de la mezcla, es decir, corrigiendo la característica del carburador elemental: 1) regulando el enrarecimiento en el difusor; 2) emulsionando el combustible; 3) combinando los dos métodos citados.

Compensación de la composición de la mezcla regulando la depresión en el difusor. El esquema de principio del carburador con el

sistema para compensar la composición de la mezcla regulando el enrarecimiento en el difusor y sus correspondientes curvas características se muestran en la fig. 157. La composición necesaria de la mezcla se obtiene variando la cantidad de aire que pasa a través del difusor. Con este fin entre las paredes del carburador y el difusor medio *3* se colocan unas láminas flexibles *1* u otros dispositivos que cumplan las funciones de válvulas para el paso del aire. Cuando no funciona el motor o siendo pequeño el vacío en el difusor las

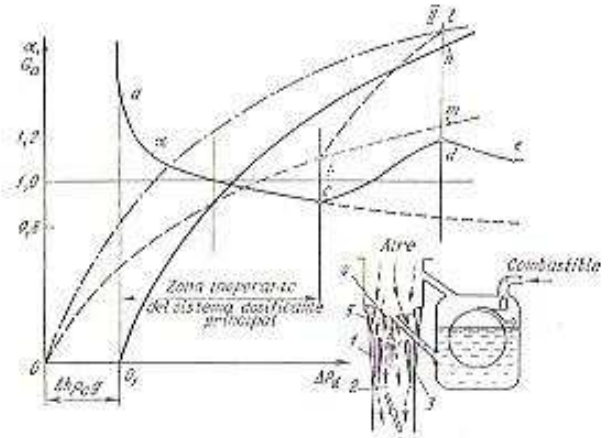


Fig. 157. Esquema y características del carburador con regulación del vacío en el difusor mediante la admisión de aire adicional

láminas se aprietan contra las paredes externas del difusor *3* y todo el aire pasa a través de los difusores *5*, *4*, *3*. En el tramo *ac* el sistema dosificador principal funciona como un carburador elemental y con el aumento de Δp_d la mezcla se enriquece. Al seguir incrementando la carga (hacia la derecha del punto *c*) aumenta la presión debida a la velocidad del aire y cuando ésta alcanco magnitudes que sean suficientes para vencer la fuerza de las láminas flexibles éstas se desprenden de las paredes del difusor. Desde este instante cierta cantidad de aire, sin pasar por el difusor *3*, ingresa a la cámara de mezcla *2* del carburador a través de las ranuras formadas y disminuye la intensidad de crecimiento de la cantidad de aire que pasa por el difusor *3*. Parte del aire pasa por las ranuras, formadas entre las láminas *1* y la superficie externa del difusor *3*, es decir, el flujo de aire se subdivide, debido a lo cual la intensidad de crecimiento de Δp_d disminuye al elevar la carga. La cantidad de combustible que sale por el surtidor respectivamente disminuye y la mezcla en la cámara se empobrece.

El tramo *cd* de la curva característica es transitorio y corresponde a la posición en que las láminas flexibles comienzan a abrirse (punto *c*) hasta su total apertura punto (*d*).

El carácter de la curva de transición puede variar, cambiando la elasticidad de las láminas flexibles. Variando la elasticidad inicial de la lámina cambia la posición del punto *c*. En el tramo *de* de la curva característica las láminas flexibles están apretadas contra las paredes por el flujo de aire, y la sección de paso será la máxima.

La curva $O - II$ muestra la variación del consumo de aire en función de la depresión en el difusor cuando las láminas están completamente abiertas; la curva $O - m$, para el caso cuando las láminas están totalmente pegadas al difusor. La curva de trazos $O - I - II - i$ representa la variación del consumo real de aire en función del enrarecimiento, cuando funciona el dispositivo compensador. La curva $O_1 - a$ caracteriza el consumo de combustible G_c por segundo. El producto $G_c l_0$ determina la cantidad teórica de aire necesaria para quemar todo el combustible dosificado en 1 segundo.

El compensador de la composición de la mezcla regulando el enrarecimiento en el difusor no asegura alta calidad de pulverización del combustible, ya que no todo el aire que ingresa al carburador se utiliza para este fin. La curva característica de este carburador resulta poco estable en tiempo: durante la explotación varía la elasticidad de las láminas flexibles, además al aparecer depósitos resinosos es posible que estas láminas se queden pegadas a las paredes. Como consecuencia de esto en el transcurso del tiempo inevitablemente se perturba la regulación del carburador.

Sistema de compensación con frenado neumático del combustible. En este sistema de compensación se emplean un calibre de combustible y un pozo que se comunica con la atmósfera por medio de un calibre de aire o soplador que limita el ingreso de aire al pozo.

En la fig. 158 se muestra el esquema y la curva característica del carburador con freno neumático del combustible. Según este esquema se realiza la compensación del sistema dosificador principal en los carburadores modernos, por ejemplo, en el K-88A que se instala en los motores ZIL-130 y otros.

Al conducto del sistema dosificador principal, además del combustible, ingresa aire desde el pozo de compensación. La cantidad de aire que llega al pozo de compensación es pequeña y prácticamente no influye sobre la composición de la mezcla. Dicha cantidad se limita por el calibre de aire *2* cuya sección es f_2. Debido a la presencia de este calibre disminuye la caída de presiones bajo la cual el combustible sale por el calibre de combustible *1* y al incrementar la carga la mezcla se empobrece. El aire que sale junto con el combustible forma una emulsión que permite mejorar la pulverización y volatilización del combustible.

Cuando el motor no funciona, el combustible tiene el mismo nivel en la cuba, en el pozo y en el surtidor. Cuando la mariposa de

gases está apenas abierta y el vacío en el difusor es $\Delta p_d < H\rho_c g$, el combustible ingresa al difusor desde el pozo y la curva de consumo de combustible en el tramo $O'A$ es análoga a la curva analizada anteriormente.

Después de que se vacíe el pozo, la salida de combustible del calibre

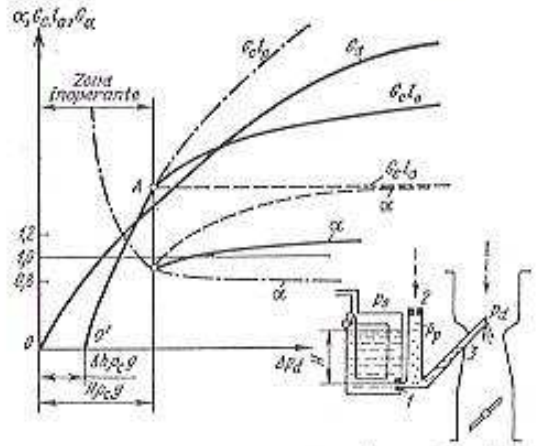


Fig. 158. Esquema y característica del carburador con frenado neumático del combustible o disminución del vacío en el calibre

1 se produce por efecto de la caída de presiones $\Delta p_P = p_0 - p_P$ y de la presión de la columna de combustible H.

La cantidad de aire emulsionado que pasa por el calibre de aire *2* al pozo (figs. 158 y 159) se determina por

$$G_{a.em} = \mu_{a2} f_2 \sqrt{2\Delta p_P \rho_a}, \qquad (237)$$

donde μ_{a2} es el coeficiente de descarga del calibre de aire.

Esta misma cantidad de aire en calidad de componente de la emulsión sale por el surtidor *3* al difusor, es decir

$$G_{a.em} = \mu_s f_s \sqrt{2(\Delta p_d - \Delta p_P)\rho_a}, \qquad (238)$$

donde μ_s y f_s son el coeficiente de descarga y el área de la sección de paso del surtidor, respectivamente.

Asumiendo $\mu_{a2} = \mu_s$ e igualando las expresiones (237) y (238), obtendremos

$$f_2 \sqrt{\Delta p_P} = f_s \sqrt{\Delta p_d - \Delta p_P}.$$

Elevando al cuadrado los dos miembros de esta igualdad y dividiendo entre Δp_P, tendremos

$$f_2^2 = f_s^2 \left(\frac{\Delta p_d}{\Delta p_P} - 1 \right). \qquad (239)$$

De donde

$$\Delta p_P = \Delta p_d \frac{1}{1 + \left(\frac{f_2}{f_s} \right)^2}.$$

De la expresión (239) se desprende que cuando $f_2 = 0$ se obtiene $\Delta p_P = \Delta p_d$. En este caso el carburador funciona como un carburador elemental.

En la fig. 158 se muestran con línea de puntos y trazos las variaciones de α y $G_c l_0$ en función de Δp_d al no disponer del pozo ($f_2 = 0$); con líneas de trazos se muestran estas mismas funciones para el caso $f_2 = \infty$.

Las líneas llenas representan las variaciones de α y $G_c l_0$ en función de Δp_d para una sección dada del calibre de aire *2*, siendo $\infty > f_2' >$

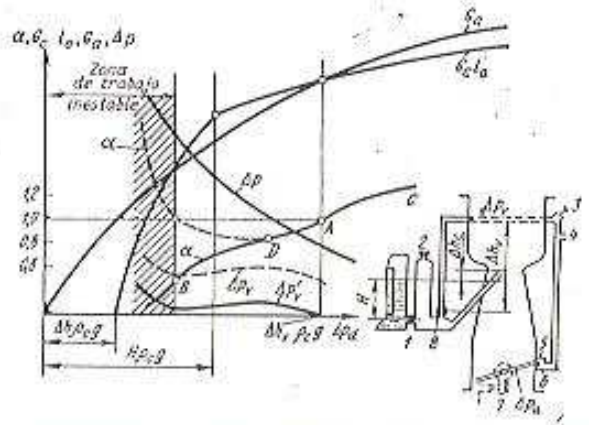


Fig. 159. Esquema del sistema de marcha en vacío y característica del carburador con compensación de la composición de la mezcla, cuando el motor funciona según la característica de carga

> 0, lo que corresponde al esquema de frenado neumático del combustible. De los gráficos se infiere que las diferencias en las tendencias de las curvas comienza en el punto A, cuando $\Delta p_d = H\rho_c g$. A la izquierda de este punto ($\Delta p_d < H\rho_c g$) se encuentra la zona no operativa del sistema dosificador principal, por lo que la compensación de la mezcla en esta zona se consigue empleando sistemas auxiliares y dispositivos en el carburador.

La composición de la mezcla en el carburador de emulsión queda definida por las dimensiones (capacidad) de los calibres de combustible *1* de aire *2*. El enriquecimiento de la mezcla puede lograrse ya sea aumentando la capacidad del calibre de combustible o bien disminuyendo la capacidad del calibre de aire. La experiencia muestra

que para pequeñas cargas es más conveniente regular las dimensiones del calibre de combustible, mientras que para las grandes —la del de aire.

El sistema de compensación con frenado neumático del combustible proporciona la más efectiva pulverización. En vista de la ausencia de piezas móviles, este sistema posee alta fiabilidad, sencilla estructura y elevada estabilidad durante un largo funcionamiento. Por eso, es el más difundido en la actualidad.

§ 6. Sistemas y mecanismos auxiliares de los carburadores

Sistema de marcha en vacío (ralentí). Este sistema posibilita el funcionamiento del motor sin carga, especialmente a baja frecuencia de rotación del cigüeñal. En la mayoría de los carburadores modernos el sistema de ralentí simultáneamente cumple las funciones del sistema de compensación en los regímenes de reducción de gases. Cuando no hay carga externa, en el régimen de ralentí el motor consume una pequeña cantidad de mezcla, por eso la mariposa de gases está cerrada casi por completo. Su cierre se limita con el tornillo-tope *7* (fig. 159). Para pequeños caudales de aire el vacío en el difusor es insignificante o insuficiente para que el combustible se eleve desde su nivel en la cuba hasta el orificio de salida del surtidor, sin embargo, detrás de la mariposa de gases el vacío alcanza en este caso elevados valores y se utiliza para suministrar combustible al conducto de admisión.

Como se infiere de la fig. 159, el combustible ingresa al calibre de ralentí *8* desde la cavidad posterior al calibre principal *1*. Para disminuir el vacío en el espacio detrás de la mariposa de gases, en los canales del sistema de ralentí se introduce aire emulsionado a través del orificio calibrado *4* y el orificio regulado por el tornillo *3* del sistema de marcha en vacío.

La emulsión aire-combustible se suministra a la cámara de mezcla del carburador desde el sistema de ralentí a través de los orificios *5* y *6* (véase la fig. 159). El orificio inferior *6* ubicado detrás de la mariposa de gases, al resultar ésta cerrada, se encontrará en la zona de los máximos enrarecimientos cuando el motor funciona a baja frecuencia de rotación del cigüeñal a marcha en vacío. En este caso el orificio superior *5* se hallará por encima de la mariposa de gases donde el vacío es considerablemente menor. Al abrir la mariposa de gases el enrarecimiento en el orificio *6* paulatinamente disminuye, mientras que el orificio *5* quedará en la zona de elevado enrarecimiento. De esta manera gradualmente se incrementa el suministro de combustible desde el sistema de ralentí, debido a lo cual se elimina la posibilidad de «caídas» en el trabajo del motor al pasar a los regímenes de carga y no hay discontinuidad entre el suministro de combustible desde el sistema de ralentí y la puesta en funcionamiento

del sistema dosificador principal. La existencia de dos orificios para la salida de emulsión amplía la gama operacional de los sistemas.

En algunos carburadores el tornillo regulador de la marcha en vacío *3* (fig. 160) regula no el aire emulsionado sino la emulsión aire-combustible. En este caso el aire emulsionador ingresa a través del calibre de aire para la marcha en vacío *2*, el cual determina la cantidad de aire que entra al sistema. La cantidad de emulsión que se suministra al motor se regula cambiando la posición del tornillo *3*, éste varía la sección de paso, por la cual la emulsión se derrama hacia el conducto de admisión.

Como se deduce de la fig. 159, el enrarecimiento en el sistema de marcha en vacío Δp_v varía a medida que aumenta la carga (enrarecimiento en el difusor) y siempre es menor que el enrarecimiento en el conducto de admisión.

La diferencia entre estas depresiones se regula con el tornillo *3* (véase la fig. 160) que ajusta el suministro de aire al sistema de ralentí. La caída de presiones $\Delta p'_v$ depende también de las dimensiones

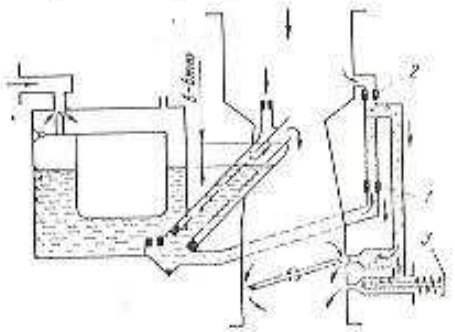


Fig. 160. Esquema del sistema de marcha en vacío con el tornillo de regulación de la cantidad de emulsión que ingresa a la cámara

del orificio de aire *4*. Cuando el enrarecimiento en el sistema de ralentí se iguala a la presión de combustible $\Delta p'_c$, es decir, se iguala a $\Delta h_{máx} \rho_c g$ (fig. 159), la salida de combustible del sistema de marcha en vacío cesa (punto *A*). Al seguir incrementando la carga (tramo *AC*) la dirección del movimiento del aire en los canales del sistema de ralentí se invierte, lo que se explica por el hecho de que el enrarecimiento en el difusor resulta mayor que la depresión detrás de la mariposa de gases en la zona de los orificios *5* y *6*.

Cuando disminuye la carga en el tramo *AB*, inclusive hasta la zona no operativa del sistema dosificador principal, la compensación de la composición de la mezcla se realiza por ambos sistemas: por el surtidor principal y por el de ralentí.

En la zona no operativa el sistema dosificador suministra relativamente poca cantidad de combustible y siendo pequeñas las depre-

siones en el difusor dicha alimentación se corta. En este caso el combustible se suministra tan sólo por el sistema de marcha en vacío.

El tramo *BD* corresponde al desplazamiento de la mariposa de gases desde el orificio inferior *6* hacia el superior *5*. En este tramo se puede crear una tendencia distinta de variación de Δp_v, cambiando la posición de la mariposa de gases y de los orificios para la salida de la emulsión.

La curva de trazos que se encuentra a la izquierda del punto *A* muestra la variación del coeficiente de exceso de aire en el caso de que se corte la alimentación desde el sistema de ralentí.

Cuando el motor funciona a marcha en vacío, las condiciones de pulverización del combustible y su mezclado uniforme con el aire

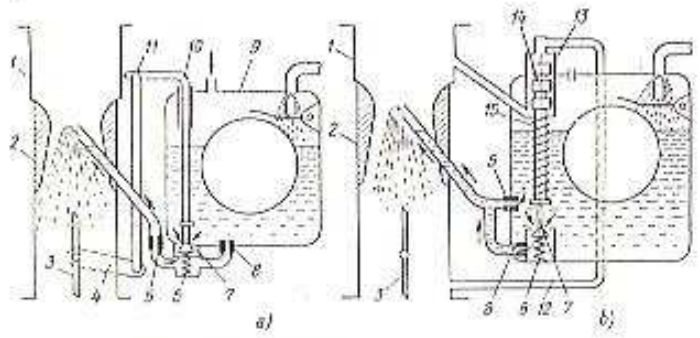


Fig. 161. Esquemas de economizadores:
a — con mando mecánico y conexión consecutiva de los calibres; *b* — con mando neumático; *1* — conducto de entrada; *2* — difusor; *3* — mariposa de gases; *4* — palanca del eje de la mariposa de gases; *5* — calibre principal; *6* — resorte de la válvula del economizador; *7* — válvula del economizador; *8* — calibre del economizador; *9* — cuba; *10* — varilla; *11* — tirador; *12* — canal que une el cilindro del mando con la cavidad debajo de la mariposa de gases; *13* — cilindro del mando; *14* — pistón del mando; *15* — resorte de la varilla del pistón

empeoran considerablemente, debido a que la velocidad del aire detrás de la mariposa de gases, que está casi cerrada, bruscamente disminuye.

Para evitar que el combustible escurra por las paredes de la cámara de mezcla desde dos orificios ubicados cerca del borde de la mariposa de gases, cuando ésta está cerrada, se utilizan tubitos alargados que conducen el combustible desde el sistema de ralentí hacia la zona donde la velocidad del flujo es más elevada. Se instalan también mariposas de gases con aberturas respectivas para facilitar la salida del combustible y dejar pasar el flujo de aire a alta velocidad; en la parte opuesta de la mariposa de gases se colocan unas cubrejuntas elásticas que impiden el paso del aire. Estos accesorios mejoran la formación de la mezcla y crean condiciones más favorables para el transcurso del proceso de combustión y contribuyen a la disminución de la toxicidad de los gases quemados. La práctica

muestra que la complicación de la estructura del carburador, como por ejemplo la utilización del tubito alargado, permite disminuir la expulsión de CO a la atmósfera, a bajas frecuencias de rotación a marcha en vacío, en 1,5—2 veces.

Economizador (enriquecedor de mezcla carburante). Este suministra combustible adicional, variando (enriqueciendo) de esta manera la composición de la mezcla al pasar del régimen, en el cual se obtienen los mejores índices económicos del motor, al régimen de plena carga.

Los economizadores pueden ser mecánicos o neumáticos. En la fig. 161, *a* se muestra el esquema de un economizador provisto de mando mecánico y con disposición en serie de los calibres. El enriquecimiento requerido de la mezcla (10—15%) se logra por la apropiada relación entre las secciones del calibre principal *5* y el calibre *7* del economizador ($f_{cal} \approx 1{,}3\ f_{pr}$). La ventaja del mando mecánico del economizador reside en su simplicidad. La válvula *8* del economizador se abre cuando la mariposa de gases está abierta en un 85—90%. La inconveniencia del mando mecánico consiste en que la puesta en acción del economizador se determina solamente por la posición de la mariposa y no depende del carácter de variación del consumo de aire ni de la potencia en función del ángulo de apertura de la mariposa de gases a diferentes frecuencias de rotación. Por eso, cuando el motor funciona siguiendo las características de carga, el economizador funciona siendo diferentes las depresiones detrás de la mariposa de gases y, por lo tanto, también en el difusor.

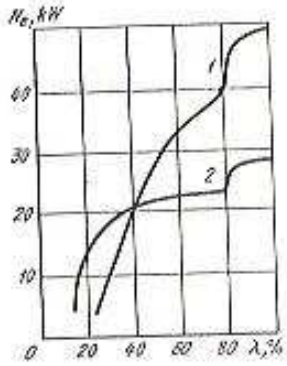


Fig. 162. Variación de la potencia del motor N_e en función del grado de apertura de la mariposa de gases:
1 — n = 2000 rpm; *2* — n = 1000 rpm

En la fig. 162 se muestra la variación de la potencia del motor en función del grado de apertura de la mariposa de gases para dos regímenes de velocidad, utilizando un economizador con mando mecánico. Siendo la frecuencia de rotación baja (curva *2*), la potencia del motor aumenta visiblemente, cuando la mariposa de gases se abre aproximadamente hasta el 50%, a continuación, hasta el instante en que entra en acción el economizador, la potencia se incrementa poco. Para elevadas frecuencias de rotación (curva *1*) la potencia crece intensamente, hasta que entre en acción el economizador.

Por lo tanto, para la menor frecuencia de rotación, en el caso estudiado, sería conveniente poner en acción el economizador antes, cuando la mariposa de gases esté abierta aproximadamente en el 50%. Semejante influencia del régimen de velocidad sobre la varia-

ción de la potencia en función de la posición que ocupa la mariposa de gases se explica por el hecho de que, siendo considerable su apertura, la sección de paso de la cámara de mezcla varía insignificantemente, mientras que detrás de la mariposa el enrarecimiento crece considerablemente a medida que se eleva la frecuencia de rotación.

Un incremento más uniforme de la potencia del motor en todos los regímenes de velocidad puede obtenerse aplicando un economizador con mando neumático (véase la fig. 161, *b*). El espacio detrás de la mariposa de gases está unido al cilindro *13* del mando por el canal *12*. Para pequeñas y medianas cargas, por efecto del enrarecimiento en este espacio, el émbolo *14* se mantiene en la posición superior, a pesar de la acción opuesta del resorte *15*. Sobre la superficie inferior obra la presión atmosférica. La válvula *7* del economizador está apretada a su asiento por el resorte *6*.

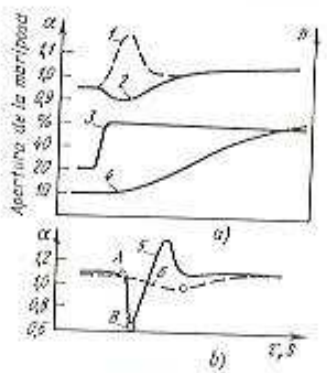


Fig. 163. Variación de los parámetros del motor durante la aceleración

Para considerables cargas (la posición mostrada en la fig. 161, *b*) la depresión detrás de la mariposa de gases decrece. Cuando la fuerza del resorte *15* resulta suficiente para vencer la fuerza que mantiene el émbolo del mando en la posición superior, la varilla del mismo empuja la válvula *7* y el combustible pasa al surtidor a través del calibre *8* del economizador.

En los automóviles de turismo conviene accionar el economizador a considerable velocidad, es decir, a elevada frecuencia de rotación, por eso los carburadores de los motores de dichos aparatos generalmente tienen economizadores con mando mecánico. En los camiones que frecuentemente requieren elevada potencia, a relativamente baja frecuencia de rotación, es conveniente emplear no sólo el economizador con mando mecánico sino también el de mando neumático. Este último se actúa generalmente cuando el enrarecimiento en el conducto de admisión disminuye entre los límites de 10,6 a 24 kPa.

La ventaja principal del economizador con mando neumático reside en que obra en caso de un enrarecimiento asignado en el espacio detrás de la mariposa de gases independientemente de la frecuencia de rotación, lo que mejora las condiciones para pasar a funcionar con mayores sobrecargas.

Bomba de aceleración. Esta enriquece la mezcla durante la aceleración del vehículo al abrir la mariposa de gases bruscamente,

como consecuencia de lo cual mejoran las propiedades dinámicas del vehículo.

En la fig. 163, *a* se muestra cómo varían en tiempo la frecuencia de rotación (curva 4), la apertura de la mariposa de gases (curva *3*) y la composición de la mezcla aplicando la bomba de aceleración (curva *2*) y sin ella (curva *1*). En la fig. 163, *b* se representa la variación del coeficiente α para los casos de brusca (curva *5*) y prolongada (curva *6*) inyección (el punto *A* es el inicio de la inyección, el punto *B*, el fin de la misma). Para proporcionar la composición óptima

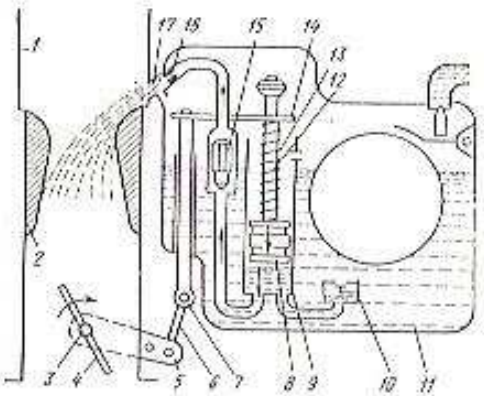


Fig. 164. Esquema de la bomba de aceleración con accionamiento mecánico: *1* — conducto de entrada; *2* — difusor; *3* — eje de la mariposa de gases; *4* — mariposa de gases; *5* — palanca de accionamiento de la mariposa de gases; *6* — grillete; *7* — llanto; *8* — pistón de la bomba de aceleración; *9* — pozo de la bomba de aceleración; *10* — válvula de admisión; *11* — cuba; *12* — vástago; *13* — resorte; *14* — platina de unión; *15* — válvula de escape; *16* — calibre de la bomba de aceleración; *17* — canal de aire

de la mezcla durante la inyección de combustible adicional, ésta debe ser prolongada. Con este fin en el mando de la bomba de aceleración se instala un resorte el cual dirige el movimiento del émbolo buzo.

La bomba de aceleración puede tener mandos neumático o mecánico. Debido a los inconvenientes propios del mando neumático, que conducen a un retardo en su acción, aquél no ha obtenido amplia difusión.

En la fig. 164 se muestra el esquema de la bomba de aceleración con mando mecánico. La cantidad de combustible inyectado durante la aceleración del vehículo se regula por medio de la carrera del émbolo *8* de la bomba de aceleración en función de las estaciones del año. En vista de que en invierno la temperatura es más baja y la volatilización del combustible empeora se incrementa el volumen del combustible inyectado. El sistema de inyección del combustible adicional tiene dos válvulas la de admisión *10*, que durante la inyec-

ción separa la cuba *11* del pozo *9* de la bomba de aceleración y de salida *15* que evita la succión y la salida del combustible desde la cuba. Cuando la mariposa de gases se abre lentamente el combustible retorna a la cuba del carburador a través de la válvula de admisión *10*, y parcialmente a través del huelgo entre el émbolo y las paredes de la bomba de aceleración. En los carburadores de los motores VAZ, ZIL-130F, ZIL-114 se emplean bombas de aceleración tipo diafragma.

Dispositivos de arranque. El sistema de arranque de la mayoría de los carburadores representa en sí una válvula mariposa montada en el conducto de admisión y dotada de una válvula automática (fig. 165). El cierre de la mariposa limita el ingreso de aire al carburador y crea una elevada depresión en el difusor, lo que origina una salida intensa de combustible desde los surtidores.

Cuando la mezcla se mueve por el conducto de admisión en el proceso de arranque de un motor no calentado, sobre sus paredes frías se condensa y se deposita una considerable cantidad de combustible. Hasta los cilindros llega una parte insignificante, por lo

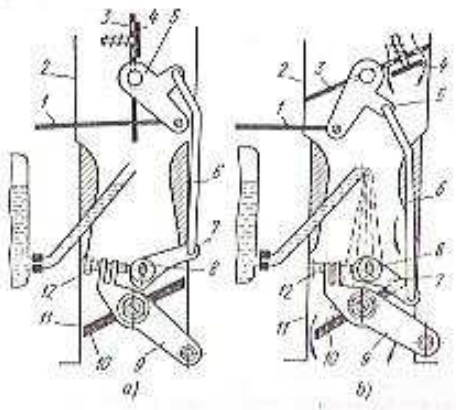


Fig. 165. Esquema de la válvula mariposa del carburador:
a — válvula mariposa abierta; *b* — la misma cerrada; *1* — cable de accionamiento de la válvula; *2* — conducto de entrada; *3* — válvula mariposa; *4* — válvula automática; *5* — palanca de accionamiento de la válvula mariposa; *6* — tirante; *7* — palanca intermedia; *8* — eje de la palanca intermedia; *9* — palanca de la mariposa de gases; *10* — mariposa de gases; *11* — cámara de mezcla; *12* — tornillo tope en el cierre de la mariposa de gases

que se requiere sobreenriquecer la mezcla. Si después del arranque del motor no se entreabre inmediatamente la mariposa de aire *3*, entonces la válvula automática *4* deja pasar hacia el motor la cantidad mínima necesaria de aire. En muchos carburadores el eje de la mariposa está desplazado con relación al eje de la garganta, lo que contribuye a su apertura después del arranque cuando la presión debida a la velocidad del aire se incrementa.

Para facilitar el arranque del motor la mariposa de gases *10* deberá estar un poco abierta, por eso ésta se une a la de aire por un sistema de barras y palancas para que, cuando la segunda esté cerrada, la primera resulte abierta en una determinada magnitud.

Otros accesorios auxiliares. Para garantizar la conservación de la regulación del carburador bajo condiciones de una explotación duradera es necesario que la caída de presiones entre la cuba y el difusor no dependa de la resistencia del depurador. Esto se consigue balanceando el carburador, es decir, uniendo la cuba, que está aislada del medio ambiente, con el conducto de admisión de aire por un

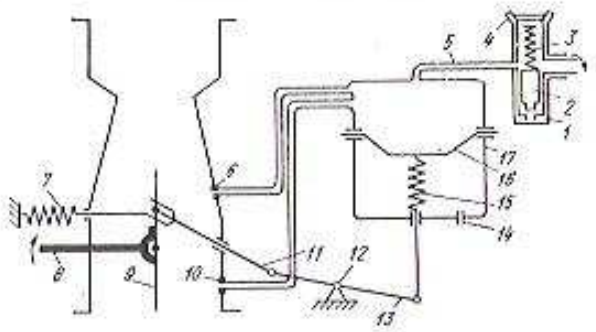


Fig. 166. Esquema del limitador vacuo-centrífugo de la máxima velocidad de rotación del motor

canal especial *3* (véase la fig. 148). Puesto que el canal *3* está situado en el conducto de admisión detrás del depurador de aire, la resistencia de éste, que varía por efecto de su obstrucción, no influirá sobre la regulación del carburador y en la composición de la mezcla.

La potencia máxima de los motores de camiones está restringida por limitadores especiales: reguladores de la frecuencia de rotación con mando neumático o de otro tipo.

En la fig. 166 se muestra el esquema del limitador vacuocentrífugo. El sensor consta de la cámara inmóvil *1* y de la válvula giratoria *2*, cuyo desplazamiento por el casquillo guía se impide por el resorte *3*. La tensión del resorte se regula durante el montaje del limitador.

La válvula obtiene su rotación por medio de un mando especial desde el árbol de levas o desde el cigüeñal. La cavidad superior del mecanismo actuador *17* se comunica con la atmósfera a través del orificio *4*, del asiento de la válvula *2* y del tubito *5*. Además, está unida con la cámara de mezcla del carburador y el espacio detrás de la mariposa de gases por dos conductos a través de los orificios calibrados *6* y *10*. El resorte *7* tiende a abrir la mariposa de gases *9*, cuya posición se determina por la palanca de dirección *8*.

El sistema de palancas *11* y *13* tiene un acoplamiento de horquilla y no impide la variación de la posición de la mariposa de gases. La parte inferior de la cámara del mecanismo de actuador se comunica con la atmósfera a través del orificio *14*. El diafragma *16* se atrae hacia abajo por medio del resorte *15*.

Cuando la frecuencia de rotación supera la calculada, bajo la acción de la fuerza centrífuga, la válvula *2* estira el resorte *3* y cierra el asiento desconectando la cavidad superior del mecanismo actuador *B* con la atmósfera. Independientemente de la posición de la mariposa de gases, debido a la existencia de los orificios *6* y *10*, encima del diafragma se crea un enrarecimiento suficiente para su desplazamiento hacia arriba; al mismo tiempo la palanca *13* gira con respecto a la rótula *12*, desplaza la palanca *11* y comienza a cerrar la mariposa de gases. Los limitadores de este tipo funcionan con precisión independientemente de la posición que ocupe la mariposa de gases cuando la velocidad de rotación del cigüeñal alcanza su máximo valor.

Un dispositivo adicional, que permite economizar combustible en los regímenes operacionales, es el economizador, el cual se utiliza en algunas estructuras de carburadores. Es un sistema de dosificación especial, destinado a proporcionar combustible adicional en caso de elevados consumos de aire, cuando el motor funciona con la mariposa de gases completamente abierta, siguiendo la característica externa de velocidad o a cargas parciales. El economizador se alimenta directamente desde la cuba. El economizador posee calibres de combustible, de aire y de emulsión. El canal que suministra combustible hacia el calibre de emulsión del economizador, pasa por encima del nivel de la cuba. Por eso, siendo las cargas pequeñas y medianas, el vacío del economizador que se crea en el calibre de emulsión, resulta insuficiente para elevar el combustible al canal del economizador y éste comienza a funcionar solamente a elevados caudales de aire.

En caso de considerables cargas, cuando debido al gran consumo de aire delante del difusor se crea una depresión suficiente para que ingrese combustible a esta zona, el economizador suministra combustible pulverizado delante del surtidor principal en cantidad necesaria para obtener la composición óptima de la composición de la mezcla.

§ 7. Limitación de la depresión en el sistema de admisión

Con el fin de evitar el sobreenriquecimiento de la mezcla durante el funcionamiento a marcha en vacío forzado del motor, en una serie de estructuras se emplea el limitador de enrarecimiento, cuya válvula comunica con la atmósfera el conducto de admisión, siendo elevado el enrarecimiento en éste, al entornar la mariposa de gases del carburador.

Cuando funciona el limitador de enrarecimiento es necesario que la válvula de aire (que comunica el conducto de admisión con la atmósfera) siga abierta también en caso de que el enrarecimiento

en el colector sea mayor que por lo común. Examinemos en calidad de ejemplo, el esquema del limitador de enrarecimiento (fig. 167) construido en la Fábrica de Carburadores de Moscú. El principio de funcionamiento del limitador de enrarecimiento se basa en que su válvula se abre cuando la presión en el colector de admisión es $\Delta p_a \approx 0{,}07$ MPa, es decir, siendo el enrarecimiento incompleto y se mantiene abierta cuando Δp_e es considerablemente menor, bajo la acción del enrarecimiento máximo.

La válvula *5* está montada sobre la membrana *9*, la cual conjuntamente con la cubierta *4* forma la cámara *8*. Esta cámara, cuando la válvula está cerrada, se comunica con la atmósfera por los orificios

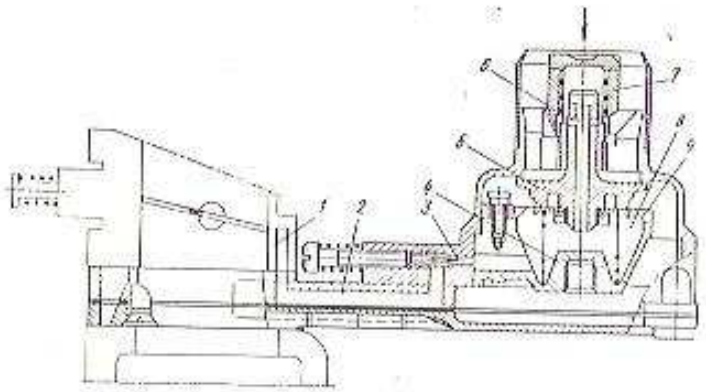


Fig. 167. Esquema del limitador de vacío MKZ

6, además se une al espacio detrás de la mariposa de gases a través del orificio regulado *3*. El enrarecimiento se transmite al orificio *3* a través del canal *2* y el orificio *1*. El aire ingresa desde la atmósfera a los agujeros *6* a través del filtro *7*.

Las investigaciones efectuadas para establecer la influencia que el limitador de enrarecimiento ejerce sobre el funcionamiento de los motores ZIL-130 y del motor ZIL-130F, con encendido por cámara de precombustión, han mostrado que el trabajo de éstos en los procesos transitorios transcurre sin caídas de potencia. El enrarecimiento en el colector de admisión alcanza $\Delta p_a \approx 0{,}045$ MPa cuando el vehículo se desplaza a velocidades hasta de 90 km/h y en los movimientos cuando el motor es impulsado por el vehículo (sin el limitador en cuestión en estas condiciones $\Delta p_e \approx 0{,}08$ MPa). Según los experimentos realizados en el MADI[1]), el funcionamiento del motor ZIL-130 al instalar el limitador de enrarecimiento resulta más estable, la

[1]) MADI — Instituto de Automóviles y Carreteras de Moscú. (*N. del T.*)

magnitud absoluta del par motor durante el arranque es más elevado y éste, además, es más estable que el motor sin dicho limitador.

Al instalar el limitador de enrarecimiento disminuye sustancialmente el consumo de aceite del cárter. Según datos obtenidos en experimentos realizados por los caminos montañosos de Crimea, el consumo de aceite de los motores ZIL-133 disminuyó en el 9,5—13%. La aplicación del limtador de enrarecimiento permite disminuir bruscamente la cantidad de elementos tóxicos que se expulsan a la atmósfera con los gases quemados.

§ 8. Métodos de reducción de los componentes tóxicos en los gases de escape

Para disminuir los componentes tóxicos contenidos en los gases de escape se llevan a cabo trabajos, con el fin de perfeccionar el proceso de carburación, en las siguientes direcciones:

1) aseguramiento de la distribución uniforme del combustible en el aire, en proporciones, determinadas por el régimen de funcionamiento del motor;

2) aplicación de reguladores de marcha en vacío forzada como sistemas complejos, en los cuales se incluyen el limitador de enrarecimiento y el economizador de ralentí, así como la regulación automática del accionamiento de estos sistemas en función del régimen de funcionamiento del motor;

3) empleo del calentamiento del combustible o de la mezcla aire-combustible en los diferentes sectores del sistema de admisión, incluida la regulación del calentamiento de la mezcla aire-combustible, determinada por el régimen de funcionamiento del motor;

4) empleo de ultrasonido o de diversos accesorios mecánicos para mejorar la pulverización del combustible en el carburador;

5) creación de estructuras de carburadores con pulverización neumática del combustible bajo presión —los carburadores de baja toxicidad;

6) perfeccionamiento de los carburadores de cuerpos múltiples o escalonados.

Para reducir los componentes tóxicos en los gases quemados de los motores que se encuentran en servicio, se eligen las regulaciones óptimas de los sistemas de alimentación y encendido. Las pruebas han mostrado que la regulación del sistema de ralentí mediante el tornillo de mezcla influye sobre el contenido de monóxido de carbono en los gases de escape no sólo en el régimen de ralentí, sino también en la marcha en vacío forzada y en los regímenes de frecuencia de rotación constante del cigüeñal. Según datos obtenidos en el Polígono Central de Investigaciones Científicas del NAMI, al regular el sistema dosificador principal, variando la capacidad del calibre principal, así como al regular el sistema de ralentí, puede disminuirse el contenido de monóxido de carbono en los gases de escape sin que empeore la economía y las cualidades dinámicas del vehículo. La

disminución de la capacidad de la bomba de aceleración en 3 veces, con respecto a la nominal, redujo el contenido de CO en los gases quemados, pero al mismo tiempo, empeoraron las propiedades dinámicas del vehículo.

Los experimentos efectuados para evaluar la influencia del nivel de combustible en la cuba del carburador sobre la cantidad de componentes tóxicos, que se arrojan a la atmósfera junto con los gases quemados, han mostrado que la desviación del nivel en ± 2 mm con respecto al nivel nominal prácticamente no influye en el contenido de monóxido de carbono.

La evaluación del contenido de los componentes tóxicos en los productos de combustión, al regular los carburadores, se realizó en correspondencia con las reglas № 15 CEE ONU.

Con el fin de disminuir los componentes tóxicos en los gases de escape, los sistemas deberán regularse de manera que en lo posible no empeore la economía del motor y las propiedades dinámicas del vehículo.

§ 9. Carburadores múltiples

La utilización de carburadores múltiples (dobles y cuádruples con conexión en serie de los cuerpos) es una de las direcciones perspectivas para el perfeccionamiento de la carburación. En los carburadores dobles el cuerpo primario permite el funcionamiento del motor en ralentí, siendo pequeñas y medianas las cargas; el cuerpo secundario empieza a funcionar al pasar a las máximas cargas, o sea, cuando en el primario del carburador se forma una cantidad insuficiente de mezcla. En los carburadores cuádruples hay dos cuerpos primarios y dos secundarios, los cuales funcionan sincrónicamente.

La puesta en funcionamiento de los cuerpos secundarios va acompañada con el empobrecimiento de la mezcla, puesto que al abrir la mariposa de gases de dichos cuerpos tiene lugar la redistribución del caudal de aire entre los cuerpos. Esto ocasiona el empobrecimiento de la mezcla en el cuerpo primario porque parte del flujo de aire se ramifica al secundario y en éste la depresión resulta insuficiente para el enriquecimiento necesario de la mezcla. En la mayoría de las estructuras de carburadores múltiples, las mariposas de gases de los cuerpos secundarios empiezan a abrirse cuando las mariposas de los cuerpos primarios están abiertas en 40—50°. El empobrecimiento de la mezcla, que se produce cuando empiezan a obrar los cuerpos secundarios, es necesario compensarlo dosificando adicionalmente combustible.

Existen varios métodos para dosificar adicionalmente combustible al abrir la mariposa de gases del cuerpo secundario, los cuales se efectúan por el denominado sistema «transitorio». Cuatro de estos sistemas se describen a continuación.

1. Encima de la mariposa de gases del cuerpo secundario del carburador está practicado un orificio a través del cual ingresa la emul-

sión aire-gasolina, al comenzar a abrir la mariposa, bajo la acción del elevado vacío que se crea en esta zona. El sistema de transición que funciona aplicando este método es análogo al sistema de ralentí en el cuerpo primario del carburador. La emulsión pasa solamente siendo pequeños los ángulos de apertura de la mariposa de gases del cuerpo secundario. Al aumentar dicho ángulo comienza a funcionar el dosificador principal del cuerpo secundario.

2. El sistema transitorio se acopla al sistema del carburador no detrás de los surtidores principales, sino que directamente a la cuba. El sistema dosificador principal de los cuerpos secundarios en este caso comienza a funcionar anticipadamente. La dosificación adicional de combustible no proporciona el necesario enriquecimiento de la mezcla, para el cual no tiene lugar la breve disminución de la potencia al poner en funcionamiento el cuerpo secundario.

3. Cuando el motor funciona siguiendo la característica externa de velocidad, hasta alcanzar el par motor máximo, siendo amplios los límites de variación de las cargas y frecuencias de rotación, funciona tan solo el cuerpo primario del carburador, lo que favorablemente influye sobre el proceso de preparación de la mezcla durante la aceleración del vehículo, así como en otros regímenes operacionales. El aumento de la velocidad de la mezcla en el cuerpo primario del carburador contribuye a un mejor mezclado y volatilización del combustible en el flujo de aire y, consiguientemente, a la disminución de la irregularidad de su distribución.

El cuerpo secundario del carburador tiene dos mariposas de gases que se abren cuando se obtiene el máximo par motor.

En los carburadores de este tipo no existen sistemas especiales transitorios. En el cuerpo primario se instalan dos o tres difusores, mientras que en el segundo solamente uno, para que pueda colocarse la segunda mariposa.

4. El sistema transitorio suministra la emulsión aire-gasolina a través de un orificio situado por encima de la mariposa de gases del cuerpo secundario. La apertura de la mariposa de gases se efectúa por un actuador neumático, cuyo impulso de mando surge bajo la acción del enrarecimiento correspondiente en los difusores del carburador.

Las mariposas de gases de los cuerpos primario y secundario están enlazadas mecánica o neumáticamente. En caso de que el enlace sea mecánico, constituido por un mecanismo de corredera y palanca (fig. 168), el instante en que comienza a funcionar el cuerpo secundario se determina por la relación entre los brazos de las palancas de transmisión; siendo el mismo neumático (fig.169), por la magnitud del vacío en los difusores o por la presión debida a la velocidad del aire (cuando en el cuerpo secundario se utilizan dos mariposas con un contrapeso en la segunda mariposa).

En la fig. 168 se muestra el esquema del carburador doble del motor «Lada» con conexión en serie de los cuerpos. Para estos carburadores se emplea el método de regulación con dos calibres. Cuando

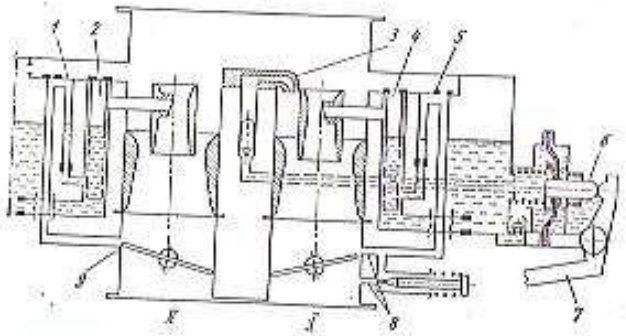


Fig. 168. Esquema de un carburador múltiple con apertura consecutiva de las mariposas de gases y con accionamiento mecánico:
I — cuerpo primario; *II* — cuerpo secundario; *1* — sistema adicional; *2* y *4* — surtidores principales de los cuerpos *II* y *I* respectivamente; *3* — inyector de la bomba de aceleración; *5* — sistema de marcha en vacío; *6* — bomba de aceleración; *7* — palanca de accionamiento de la bomba de aceleración; *8* — orificios de salida del sistema de marcha en vacío; *9* — orificio de salida del sistema adicional

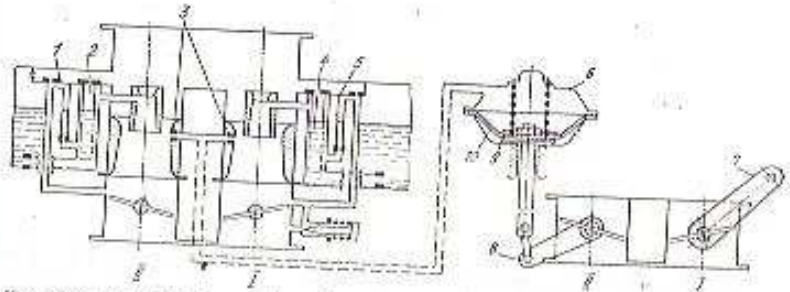


Fig. 169. Esquema de un carburador múltiple con accionamiento por membrana (vacío):
1 — sistema adicional; *2* y *4* — surtidores principales de los cuerpos *II* y *I*, respectivamente; *3* — orificios calibradores; *5* — sistema de marcha en vacío; *6* — mecanismo de la membrana; *7* — palanca de accionamiento de la mariposa de gases *I*; *8* — palanca de la mariposa de gases *II*; *9* — resorte; *10* — membrana

el motor funciona siguiendo la característica externa de velocidad, las mariposas de gases de los cuerpos primario y secundario del carburador están completamente abiertas y los sistemas dosificadores principales de ambos cuerpos (*2* y *4*) funcionan idénticamente. Para pequeñas y medianas cargas y en ralentí la alimentación del motor se realiza solamente a través del cuerpo primario *1*. Al principio funciona solamente el sistema de ralentí *5*, luego a medida que se incrementa la carga comienza a funcionar el sistema dosificador principal *4*. Al seguir incrementando la carga el mecanismo de corredera y palanca abre la mariposa de gases del cuerpo secundario. Cuando la mariposa de gases se abre gradualmente, a través del orificio *9* se dosifica la mezcla aire-gasolina (funciona el sistema transitorio). En el caso de una apertura brusca de la mariposa de gases, el enriquecimiento de la mezcla —proporcionado por el sistema transitorio— resulta ser insuficiente, y el combustible adicional se suministra por la bomba de aceleración *6* tipo membrana.

La leva montada en el eje de la mariposa de gases del cuerpo primario tiene el correspondiente perfil, con lo que se asegura la inyección de combustible según la ley prefijada.

Al girar la palanca de mando de la mariposa de gases, girará la leva que, actuando sobre la palanca *7*, desplazará la membrana de la bomba y a través del inyector *3* tendrá lugar la inyección de combustible.

§ 10. Fenómenos térmicos en el proceso de carburación

Las propiedades del combustible analizadas en el cap. II influyen considerablemente en el proceso de carburación.

La evaporación del combustible transcurre durante todo el proceso de formación de la mezcla aire-combustible y va acompañada con la disminución de la temperatura.

La cantidad de calor que se extrae de la mezcla aire-combustible, constituida por aire y 1 kg de combustible, cuando se enfría en 1 °C es

$$q = c_c + \alpha l_0 c_a,$$

donde c_c y c_a son los calores específicos del combustible y del aire respectivamente.

La cantidad de calor consumida en la evaporación de la parte x del combustible volatilizado en el sistema de admisión será

$$rx = (c_c + \alpha l_0 c_a)\,\Delta t_x,$$

donde r es el calor latente de vaporización del combustible; Δt_x, la disminución de la temperatura de la mezcla aire-combustible durante la vaporización de x kg de combustible.

Resolviendo esta ecuación con respecto a Δt_x, obtenemos

$$\Delta t_x = \frac{rx}{c_c + \alpha l_0 c_a}.$$

Para determinar la temperatura mínima de la mezcla, bajo la cual resulte posible el arranque del motor, es necesario hallar la presión parcial de los vapores de combustible en la mezcla aire-combustible.

De acuerdo con la ley de Dalton, la presión en el conducto de admisión

$$p_k = p'_a + p'_c,$$

donde p'_a y p'_c son las presiones parciales de los vapores de aire y de combustible, respectivamente.

La ecuación característica para la masa de aire en la mezcla es:

$$p'_a V = G_a R_a T$$

o bien

$$(p_k - p'_c)\,V = G_a R_a T. \qquad (240)$$

La ecuación característica para la masa de vapores de combustible

$$p'_c V = G_c R_c V. \qquad (241)$$

Dividiendo término a término ambos miembros de la ecuación (240) entre los de la (241) obtenemos

$$\frac{p_k - p'_c}{p'_c} = \frac{G_a}{G_c} \cdot \frac{R_a}{R_c},$$

pero

$$\frac{G_a}{G_c} = \alpha l_0; \quad \frac{R_a}{R_c} = \frac{\mu_c}{\mu_a} = \delta,$$

donde μ_c y μ_a son las masas moleculares del combustible y del aire, respectivamente.

De esta manera:

$$\frac{p_k - p'_c}{p'_c} = \alpha l_0 \delta,$$

de donde

$$p'_c = \frac{p_k}{1 + \alpha l_0 \delta}. \qquad (242)$$

Determinando a partir de la fórmula (242) la presión parcial de los vapores de combustible y utilizando la curva de tensión para vapor saturado (fig. 170) del combustible dado encontramos la temperatura t_1 correspondiente a la presión obtenida. Para una temperatura más baja (por ejemplo, t_2) la presión parcial de los vapores saturados es menor y la vaporización se realizará con menor intensidad. En la fig. 171 se muestran las curvas de tensión de vapor de algunos combustibles.

Al hacer cálculos hay que tener en cuenta la disminución de la temperatura de la mezcla aire-combustible en la magnitud Δt, debido al gasto de calor en la evaporación del combustible, que se

calcula recurriendo a la expresión:

$$t_{mín} = t_1 + \Delta t = t_4.$$

Esta será la temperatura mínima del aire que garantiza la vaporización completa del combustible.

En la tabla 22 vienen insertados los resultados del cálculo de la temperatura mínima de la mezcla para la completa evaporación

22. Temperaturas mínimas de la mezcla aire-combustible que garantizan la completa vaporización del combustible

Combustible	Cantidad teórica necesaria de aire, kg	r, kJ/kg	c_c, kJ/kg	$b = \frac{p_0}{p_s}$	Parámetros del vapor saturado		Δt, °C	$t_{mín}$, °C
					p_s, Pa	t, °C		
Gasolina	14,9	315	2,3	3,8	1653	−12	18,2	6,2
Kerosena	14,7	320	2,3	5,2	1250	50	18,7	68,7
Benceno	13,5	385	1,97	2,8	2546	−6	24,8	18,8
Alcohol etílico	9,0	922	2,39	1,7	6030	22	80,6	102,6

de diferentes combustibles para $\alpha = 1$. Hay que tener en cuenta que la temperatura mínima de la mezcla aire-combustible calculada de

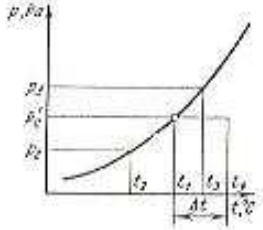


Fig. 170. Curva de tensión de vapor saturado

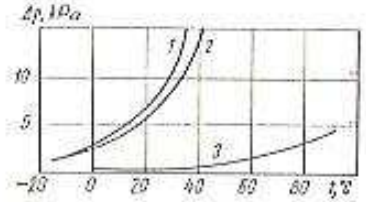


Fig. 171. Curvas de tensión de vapores saturados de algunos combustibles en función de la temperatura:
1 — benceno de motor; 2 — benceno; 3 — kerosena

esta manera, para la cual el combustible totalmente se evapora, tiene un valor convencional, ya que en este caso no se considera el tiempo necesario para su evaporación.

§ 11. Formación de la mezcla en los motores de inyección de combustible ligero

Como ya se ha mencionado, en la mayoría de los motores a gasolina actualmente se usa el carburador para suministrar combustible al sistema de admisión. Las desventajas, propias de la carburación,

pueden ser reducidas al mínimo inyectando combustible ligero a los cilindros o al colector de admisión. En este caso se facilita la obtención de los índices óptimos del motor. Para inyectar gasolina no se requiere instalar difusores en el conducto de admisión y por eso la resistencia hidráulica del sistema de admisión es considerablemente menor que en el caso de emplear carburador, lo que eleva el llenado volumétrico del motor y sus índices de potencia. A esto contribuye también el hecho de que no hace falta el calentamiento del sistema de admisión.

En los motores de inyección de gasolina se obtiene más homogeneidad de la composición de la mezcla en los distintos cilindros, debido a que la dosificación del combustible suministrada a cada cilindro es más exacta. Aparece la posibilidad de utilizar combustibles con número de octano un poco menor (de 2 a 3 unidades), así como de combustibles más pesados (gracias a la pulverización forzada). Cuando el combustible se inyecta en los cilindros se puede organizar el ciclo de dos tiempos sin pérdidas de aquél durante el barrido. Entre otras ventajas de la inyección de combustible figuran la independencia del proceso de preparación de la mezcla con respecto a la posición del motor, ausencia de formación de hielo en el sistema de admisión, arranque más fácil y seguro del motor a bajas temperaturas del medio ambiente.

Como resultado de que se forma una mezcla más homogénea y mejor distribuida por los cilindros, en caso de inyección de combustible en comparación con la carburación, disminuye la cantidad de componentes tóxicos en los gases quemados.

Una de las razones que limita el amplio uso de la inyección de combustible ligero consiste en la complejidad de regular su dosificación en función del régimen de funcionamiento del motor.

La inyección de combustible se realiza por dos sistemas:

1) uno, de suministro de combustible que consta de la bomba de combustible, los filtros, la válvula reductora, los inyectores, accesorios para cañería.

2) el segundo, la regulación del suministro de combustible, al cual se refieren los dispositivos (mecánicos o electrónicos), que determinan la cantidad de combustible inyectado por ciclo o cuando la inyección es continua por unidad de tiempo. Las señales de los sensores de la frecuencia de rotación del cigüeñal, del ennegrecimiento en el sistema de admisión, de la carga, de las temperaturas, etc., son procesadas en una minicomputadora, la cual fija y controla el régimen de inyección.

Los sistemas de inyección de combustible se clasifican de acuerdo: al método de suministro del combustible (inyección continua o cíclica); al lugar de suministro del mismo (a los cilindros del motor o al colector de admisión); a la magnitud de la presión de inyección baja (hasta 400—500 kPa) o alta (1000—15 000 kPa)]; al tipo de regulación (mecánica, electrónica, mixta).

§ 12. Particularidades de los procesos de trabajo en los motores de carburador en los regímenes no estacionarios

Se denomina *no estacionario* (*inuniforme*) el régimen de funcionamiento del motor que va acompañado de una variación continua de la carga o de la frecuencia de rotación del cigüeñal en tiempo.

En los regímenes no estacionarios, a diferencia de los estacionarios varía el estado térmico de las principales superficies receptoras de calor del motor. Esto, junto con la variación de las condiciones de formación de la mezcla, conduce a que los índices de potencia, economía y toxicidad del motor difieran de los valores correspondientes a los regímenes estacionarios. Los regímenes no estacionarios se caracterizan por provocar un elevador desgaste del motor.

El funcionamiento de los motores vehiculares en condiciones de servicio transcurre preponderantemente empleando regímenes no estacionarios.

Los métodos estandarizados para pruebas de motores de combustión interna (GOST 14846—69) prevén la realización de las mediciones en regímenes estacionarios. Hasta el momento no están normalizados los criterios que evalúan los regímenes no estacionarios, así como los métodos de pruebas en estos regímenes.

Las bases para clasificar los regímenes no estacionarios son: 1) la posición del órgano de regulación (mariposa de gases del carburador o la cremallera de la bomba de combustible); 2) la frecuencia de rotación del cigüeñal; 3) el estado térmico del motor.

Los regímenes más típicos son: 1) aceleración del vehículo, siendo constante o variable la posición del órgano que regula el suministro de combustible; 2) deceleración; 3) variación de la carga a velocidad de rotación del cigüeñal constante o variable; 4) regímenes de marcha en vacío forzada; 5) procesos transitorios de un régimen a otro independientemente de que el régimen inicial sea estacionario o no estacionario.

El funcionamiento del motor de carburador en los regímenes no estacionarios se caracteriza por una serie de particularidades en que transcurren los procesos de trabajo. Estas peculiaridades son consecuencia de: 1) la variación del carácter de la formación de la mezcla; 2) la inercia térmica conducente a falta de correspondencia entre el estado térmico del motor y el régimen en que funciona; 3) la irregularidad de la distribución de la mezcla entre los cilindros; 4) la variación del llenado de los cilindros del motor; 5) la inercia de las masas en movimiento del motor; 6) la variación del carácter que tienen los procesos de combustión.

En el régimen no estacionario, que más frecuentemente se observa en condiciones de explotación (aceleración del vehículo), la mezcla que ingresa a los cilindros del motor se empobrece. La causa principal de este fenómeno radica en la intensa formación de una película en las paredes de la cámara de mezcla del carburador y del colector de admisión. La aceleración del vehículo en la mayoría de los casos se debe a la apertura de la mariposa de gases que conduce a un brusco crecimiento de la presión en el colector de admisión, lo que, a su vez, dificulta la vaporización del combustible. La película de combustible, que se forma en las paredes de la cámara de mezcla y en el conducto de admisión, cuya composición está constituida preponderantemente por las fracciones más pesadas del combustible, se arrastra por el flujo de aire, desplazándose por las paredes del colector de admisión con velocidades cuyos valores son 1—2 órdenes menores que los vapores de combustible y aire. Por eso, el combustible que se deposita en las paredes no sigue directamente al flujo acelerado de la mezcla, sino que en función de la estructura del sistema de admisión y de la intensidad de la aceleración, una parte evaporándose y la otra en fase líquida ingresan con un retardo a los cilindros del motor.

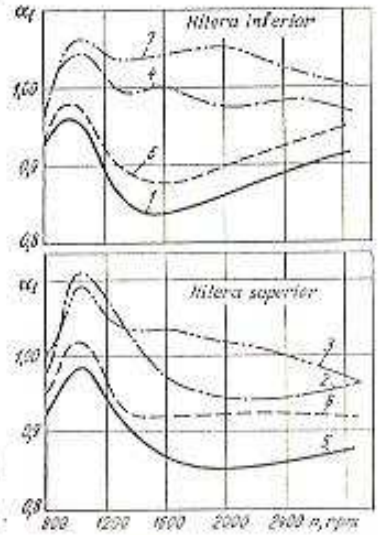


Fig. 172. Variación del coeficiente α en cada uno de los cilindros del motor ZIL-130 durante la aceleración del vehículo: las cifras sobre las curvas indican el número de los cilindros; $n_{min} = 750$ rpm

En la fig. 172 se ilustra la variación del coeficiente de exceso de aire α en los cilindros separados del motor ZIL-130, para el proceso de aceleración del vehículo, calculado de acuerdo a los datos obtenidos al analizar las muestras de gases escogidas estroboscópicamente en los conductos de escape de cada cilindro.

Después del empobrecimiento de la mezcla al inicio de la aceleración comienza cierto enriquecimiento. Los gráficos (véase la fig. 172) muestran la considerable irregularidad de distribución de la mezcla entre los cilindros, que por su tendencia es cercana a la distribución en los regímenes estacionarios. Pero en cuanto a sus valores absolutos generalmente supera la irregularidad de los regímenes estacionarios.

Por efecto de la inercia térmica, siendo las mismas las posiciones de la mariposa de gases y la misma velocidad de rotación del cigüeñal que las del régimen estacionario, las principales superficies receptoras de calor tienen una temperatura más baja. La inercia térmica influye sobre la tendencia de la formación de la mezcla y, por lo tanto, también sobre cómo transcurren los procesos de trabajo. La

disminución de la temperatura conduce a un cierto incremento del llenado, pero empeora las condiciones de formación de la mezcla.

La evaluación de la influencia que ejercen los regímenes no estacionarios en los índices del motor, en comparación a sus valores en los regímenes estacionarios, se ha efectuado partiendo de las características de velocidad.

En la fig. 173 se comparan los índices de potencia y economía del motor ZIL-130 en caso de aceleración con el segundo cambio de velocidad y en los regímenes estacionarios, de acuerdo a los resultados del procesamiento de los oscilogramas tomados del motor en un banco de pruebas al similar la aceleración del vehículo. En comparación con el funcionamiento del motor en los regímenes estacionarios la disminución de la potencia en la gama $n = 1680 \ldots 2800$ rpm constituye el 10—14%, mientras que el incremento del consumo específico de combustible llega a 17—23%.

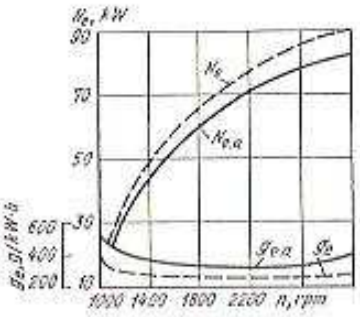


Fig. 173. Comparación de los parámetros de potencia y economía del motor ZIL-130 durante la aceleración del vehículo con la caja de cambios en segunda velocidad:
N_e — potencia teniendo en cuenta las pérdidas de energía para accionar las piezas en movimiento del motor; $N_{e.a}$ — potencia efectiva durante la aceleración

La potencia y la economía de combustible descienden en mayor medida al elevar la intensidad de aceleración. En la fig. 174 se muestra la variación de una serie de índices de los procesos de trabajo del motor ZIL-130 durante la aceleración del vehículo en tercera velocidad.

Una evaluación indirecta de la calidad en que transcurre el proceso de combustión se puede hacer por el grado de irregularidad de ciclos consecutivos δ, que se determina por la fórmula

$$\delta = \frac{p_{z\,\max} - p_{z\,\min}}{p_{z\,pr}},$$

donde $p_{z\,\max}$ y $p_{z\,\min}$ son las presiones máxima y mínima en una serie de intervalos de tiempo consecutivos en el segmento de registro del diagrama indicado.

Una de las causas por la que varían el carácter de los procesos de trabajo y sus índices consiste en la igualdad de los ángulos de avance al encendido φ_e en los regímenes estacionarios y no estacionarios, ya que debido al cambio de la composición de la mezcla, en comparación con los regímenes estacionarios, se requiere modificar también los ángulos óptimos de avance al encendido.

La suma de los ángulos de retardo y de combustión visible en el régimen no estacionario, con respecto al estacionario, se incrementa,

lo que atestigua el empeoramiento del proceso de combustión.

Para iguales ángulos de avance al encendido φ_e el aumento de θ_{II} significa un desplazamiento de la presión p_z a la derecha, en dirección de la línea de expansión. Simultáneamente disminuyen también los valores absolutos de p_z.

En condiciones de explotación el vehículo funciona frecuentemente en el régimen de marcha en vacío forzada, con el cual efectúan el frenado del vehículo mediante el motor, eliminando bruscamente la carga al cerrar la mariposa de gases, lo que va acompañado con

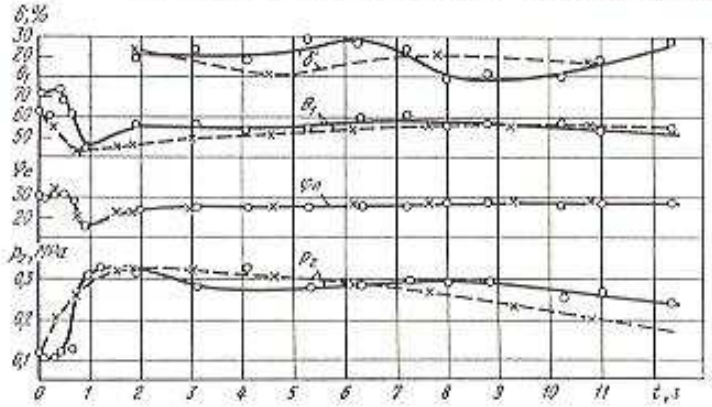


Fig. 174. Variación de los principales parámetros del proceso de trabajo en el motor ZIL-130 durante la aceleración del vehículo con la caja de cambios en tercera velocidad:
—○—○— arranque; —×—×— régimen estacionario

la disminución de la frecuencia de rotación del cigüeñal. Durante la marcha en vacío forzada la velocidad de rotación del cigüeñal es mayor que aquella velocidad que pudiera desarrollar el motor si funcionase en el régimen de ralentí con la misma posición de la mariposa de gases del carburador.

El régimen de marcha en vacío forzada en la mayoría de los casos transcurre estando la mariposa de gases cerrada hasta el tope y siendo constante el caudal de aire a través del sistema de aire, puesto que la caída de presión delante y detrás de la mariposa es mayor que la crítica, como consecuencia de lo cual el flujo de combustible a través del sistema de ralentí resulta constante, independientemente de la frecuencia de rotación del cigüeñal.

En los procesos transitorios, por ejemplo, al pasar del régimen de carga al de marcha en vacío forzada, las peculiaridades de los procesos de trabajo del motor quedan determinadas por la cantidad de combustible que se depositó en forma de película en el colector de admisión al principio del proceso transitorio. Cuanto mayor sea la

película de combustible que queda del régimen de carga que precede al de marcha en vacío forzada, tanto mejor se renueva el proceso de combustión al pasar a un activo funcionamiento del motor a mayores aperturas de la mariposa de gases. Esto se explica porque el aire que ingresa al carburador en cantidad creciente, empobrece más tarde la mezcla hasta la composición para la cual el coeficiente α se encuentre entre los límites de inflamabilidad.

Cuando se efectúan los cambios de velocidad se desune el cigüeñal de la transmisión, desacomplando el embrague, y la velocidad de rotación decrece. Por efecto de la brusca reducción del flujo de aire a través del carburador, como resultado de un rápido cierre de la mariposa de gases, la mezcla ingresante a los cilindros se enriquece y puede salir fuera de los límites de inflamabilidad.

La cantidad de componentes tóxicos que se expulsan conjuntamente con los gases de escape por unidad de camino recorrido del vehículo en los regímenes no estacionarios es considerable mayor que en los regímenes estacionarios. Por eso, en los ciclos de evaluación estándar, destinados a determinar la toxicidad de los productos de combustión están incluidos tanto los regímenes de funcionamiento del motor en ralentí y estacionarios, como con aceleración positiva (aumento de potencia) y negativa (marcha en vacío forzada).

CAPÍTULO XIV

Equipo de inyección de los motores Diesel rápidos

El equipo de inyección que se instala en el motor efectúa lo suministro de combustible al cilindro, la posterior pulverización y la distribución parcial en el volumen de la cámara de combustión. Por eso los índices de potencia y economía de los motores Diesel nuevos y los que se encuentran en servicio dependen, en considerable medida, de la calidad de funcionamiento del sistema de alimentación.

§ 1. Requisitos que debe cumplir el equipo de inyección y clasificación de los sistemas de alimentación de los motores Diesel

El equipo de inyección debe asegurar un efectivo desarrollo del proceso de trabajo en el cilindro y la obtención de las curvas características que respondan a las condiciones de funcionamiento del motor Diesel en el vehículo.

El equipo de inyección debe cumplir los siguientes requerimientos:

1) dosificar la cantidad de combustible en correspondencia con los regímenes de carga y velocidad;

2) pulverizar con la calidad requerida y distribuir el combustible en la cámara de combustión;

3) obtener las características y fases de inyección óptimas en todos los regímenes de velocidad y de carga;

4) proporcionar un suministro idéntico de combustible en todos los ciclos y cilindros del motor;

5) asegurar un funcionamiento prolongado sin variar los ajustes iniciales y sin notables desgastes;

6) corresponder a los requerimientos generales de diseño y operacionales planteados ante los accesorios y mecanismos del motor (reducidos peso y dimensiones, bajos costos de fabricación, así como comodidad en el mantenimiento, reglaje y reparación).

En los motores Diesel para tractores y automóviles se emplean fundamentalmente equipos de inyección de dos tipos:

1) separado, en el cual la bomba de inyección y los inyectores están diseñados para funcionar separadamente;

2) integrado, en el que la bomba y el inyector forman un solo aparato (inyector-bomba).

Los equipos de inyección de ambos tipos pueden clasificarse en función del método de dosificación de combustible en:

1) equipo con dosificación por corte, donde el suministro cíclico varía en función de la posición del émbolo buzo;

2) equipo con reducción de la sección de paso en la admisión, cuando la cantidad de combustible que ingresa al espacio ubicado

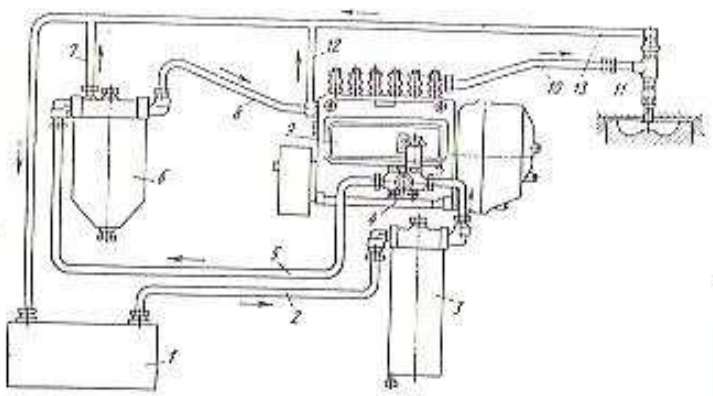


Fig. 175. Equipo de inyección del motor Diesel de cuatro tiempos YaMZ-236: 1 — tanque de combustible; 2, 5, 7, 8, 12 y 13 — tuberías de baja presión; 3 — filtro de depuración basta del combustible; 4 — bomba de alimentación de combustible; 6 — filtro de depuración fina; 9 — bomba de alta presión; 10 — tubería de impulsión de alta presión; 11 — inyector

sobre el émbolo buzo, y por consiguiente también el suministro cíclico, varían según la posición de la válvula de derrame.

Otros tipos de equipos de inyección para los mencionados motores Diesel se utilizan con menor frecuencia y, por eso, aquí no se estudian.

En la fig. 175 se muestra el esquema del sistema de alimentación del motor Diesel de cuatro tiempos YaMZ-236. En este motor se ha instalado un equipo de inyección de tipo separado con variación del suministro cíclico por corte.

La diferencia principal del sistema de alimentación de los motores Diesel de dos tiempos YaMZ, con respecto al sistema mostrado en la fig. 175, consiste en que la bomba y el inyector forman un solo aparato, con eso se suprimen las tuberías de alta presión. Además, el inyector-bomba tiene un pulverizador de válvula-tobera (en el sistema de alimentación del motor Diesel YaMZ-236 se utiliza un inyector sin tetón con pulverizador de orificios múltiples) y no hay derrame de combustible desde el filtro fino al tanque.

§ 2. Proceso de inyección de combustible y parámetros que lo caracterizan

Examinemos el proceso de inyección de combustible por el equipo de tipo separado, utilizando el esquema que se ilustra en la fig. 176. El émbolo buzo *1*, desplazándose en el casquillo *3*, en la dirección que indica la flecha, expulsa el combustible desde el volumen V_E en el casquillo, a través de la lumbrera de admisión *2*, al colector de suministro. A medida que se cierra la lumbrera de admisión, en el volumen V_E simultáneamente comienza a incrementarse la presión p_E. Cuando esta presión supere las fuerzas creadas por la tensión previa del resorte *5* de la válvula y por la presión residual p_r en la

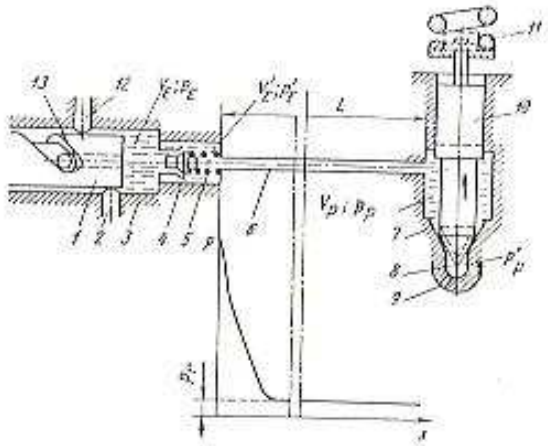


Fig. 176. Esquema del equipo de inyección compuesto de un elemento de la bomba, de la tubería de alta presión y de un inyector cerrado

línea de impulsión, la válvula de impulsión *4* empieza a desplazarse. Durante el movimiento de la válvula *4* se incrementa la presión p'_E en el volumen V'_E del racor de la bomba y aparece una onda de presión en la boca de la tubería *6*. Esta onda se desplaza por la tubería a una velocidad igual a la velocidad de propagación de las perturbaciones en el combustible a = (1200—1400 m/s) y recorre una distancia L, desde el racor de la bomba hasta el cuerpo *7* del pulverizador del inyector, en un tiempo igual a:

$$\Delta\tau_r = \frac{L}{a}. \qquad (243)$$

El ángulo de rotación del cigüeñal (en grados), correspondiente a este tiempo, será

$$\Delta\varphi_r = 6n\Delta\tau_r.$$

Al acercarse la onda de presión al inyector, en la cavidad V_p se incrementa la presión p_p, por efecto de la cual comienza a elevarse la aguja *10*, venciendo la fuerza de tensión previa que tiene el resorte *11*. Cuando la aguja se mueve desde su alojamiento, en la dirección mostrada por la flecha, entre el cono de la aguja y su alojamiento se forma una ranura, a través de la cual el combustible ingresa al canal central *8* del pulverizador y después, pasando por los orificios *9*, llega a la cámara de combustión del motor Diesel.

La caída de presiones $p_{iny} = p'_p - p_{cil}$ (donde p_{cil} es la presión del gas en el cilindro), por efecto de la cual el combustible se suministra al inyector, se denomina *presión de inyección* o *de pulverización*. La inyección termina después de que el émbolo hizo con el bordo helicoidal *13* abre la lumbrera *12* en el casquillo como resultado de lo cual disminuirán las presiones p_p y p'_p en el pulverizador. La fuerza del resorte del inyector resultará mayor que la presión del combustible y la aguja bajará a su alojamiento.

Cuando la onda de presión llega al inyector surge la onda de presión inversa que se desplaza desde el inyector hacia la bomba. En el racor de la bomba la onda inversa también parcialmente se reflejará y aparecerá una segunda onda directa de presión. Ella se adiciona a la onda originada por el émbolo hueco si el suministro de combustible por la sección de bombeo aún no se ha interrumpido. Para el caso en que al instante en que llega la onda reflejada tenga lugar el corte de combustible y la válvula de impulsión se aloje en su asiento, la segunda onda directa se moverá hacia el inyector en forma de una onda secundaria de suministro. Esta, llegando al inyector, puede por segunda vez levantar la aguja y se producirá una inyección adicional de combustible, si es que la amplitud de la onda de presión es la suficiente para vencer la fuerza del resorte.

Las ondas de presión directas y reflejadas se atenúan gradualmente en el conducto de impulsión, debido a las pérdidas irreversibles de energía en vencer la fricción en las paredes de la tubería, en el líquido, etc., y al inicio de la siguiente inyección prácticamente se eliminan. En toda la cavidad de bombeo, que incluye los volúmenes del racor de la bomba, de la tubería de alta presión y del pulverizador se establece la presión denominada residual (remanente) p_r.

La presión de inyección y las secciones de paso (de reducción) en el pulverizador varían en el proceso de dosificación, en consecuencia varían también las velocidades de salida del combustible por los orificios de pulverización y su suministro.

El desarrollo del proceso de inyección generalmente se caracteriza por los siguientes parámetros: el inicio y duración del suministro, la variación de la presión de pulverización y la cantidad de combustible que sale del pulverizador en función del tiempo o del ángulo de rotación del árbol de levas de la bomba de inyección. La última función es la más común, además puede representarse en forma de una característica diferencial o integral de inyección.

La característica diferencial de inyección es la variación del

caudal volumétrico o másico de combustible, que se suministra por el pulverizador del inyector, en función del tiempo o del ángulo de rotación del árbol de levas φ_1 de la bomba de inyección

$$Q_p = dV_{iny}/d\tau = f(\tau),$$

donde $dV_{iny}/d\tau$ es la velocidad volumétrica de suministro del combustible que sale por el pulverizador del inyector (V_{iny}, el volumen de combustible suministrado desde el inicio de la inyección).

Sustituyendo el tiempo por el ángulo de rotación del árbol de levas, obtenemos

$$dV_{iny}/d\varphi_1 = f_1(\varphi_1).$$

La característica diferencial se muestra en la fig. 177 (curva *1*). La duración de la inyección $\varphi_{iny} = \varphi_f - \varphi_i$, donde φ_i y φ_f son los instantes del inicio y del final de suministro de combustible respectivamente.

La característica integral de inyección (curva *2*) determina la cantidad de combustible que ha salido por el pulverizador del inyector desde el inicio del suministro τ_i hasta un instante arbitrario:

$$V_{iny} = \int_{\tau_i}^{\tau} f(\tau)\, d\tau = \int_{\varphi_i}^{\varphi_1} f_1(\varphi_1)\, d\varphi_1. \qquad (244)$$

La magnitud V_{iny} gráficamente se representa por el área rayada, encerrada debajo de la curva característica diferencial de inyección (véase la fig. 177).

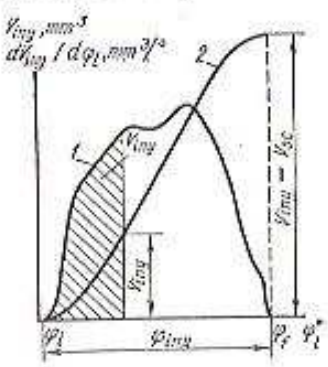


Fig. 177. Características diferencial e integral de la inyección

Integrando la expresión (244) desde el inicio hasta el final del suministro ($\varphi_1 = \varphi_f$), determinamos la cantidad de combustible dosificada por cada inyección ($V_{iny} = V_{sc}$), la cual se denomina *suministro cíclico*. La magnitud V_{sc} queda definida por los regímenes de carga y de velocidad del motor Diesel y se mide en unidades de volumen. Conociendo la densidad del combustible ρ_c, puede hallarse la cantidad másica de combustible que se suministra en cada inyección,

$$G_{sc} = \rho_c V_{sc}. \qquad (245)$$

Las características integrales de inyección pueden presentarse en magnitudes adimensionales (véase la fig. 65). En este caso, los valores de los parámetros trazados en el eje de ordenadas se dividen entre la magnitud del suministro cíclico de combustible.

La ausencia de un método de cálculo que vincule los procesos de suministro de combustible, de preparación de la mezcla y de combustión en el motor Diesel, así como la complejidad de modificar experimentalmente los parámetros de inyección, no permiten determinar la forma óptima de la curva característica de inyección, incluso para tan solo un tipo de cámara de combustión. Sin embargo, el material acumulado hace factible formular los siguientes requerimientos generales para elegir las características de inyección:

1. Al inicio de la inyección, la velocidad de suministro de combustible al cilindro deberá ser no demasiado grande, para que durante

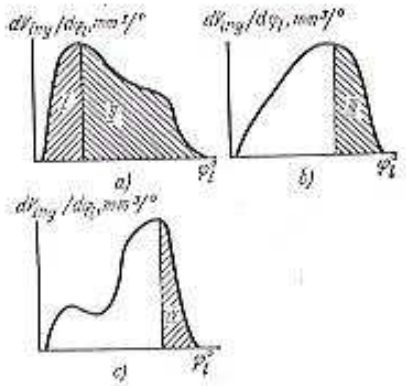


Fig. 178. Características de inyección de diferentes tipos

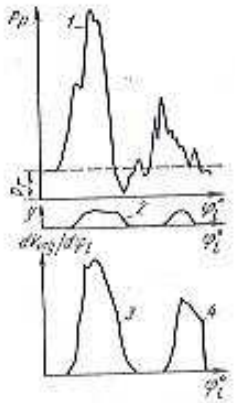


Fig. 179. Característica de inyección al haber inyección adicional de combustible

el retardo a la inflamación en la cámara de combustión no se acumule ni se evapore mucho combustible, lo que conducirá a que la intensidad de crecimiento de la presión durante el proceso de combustión resultará menor. Al mismo tiempo, cuando las velocidades de suministro son muy bajas el combustible se pulveriza mal, lo que incrementa el retardo de la inflamación.

2. Es deseable que la masa fundamental de combustible se introduzca a creciente velocidad, con el fin de mejorar la utilización del aire después de haberse iniciado la combustión, ya que las gotas tienen mayor velocidad y pueden alcanzar las zonas más alejadas de la cámara.

3. La inyección debe terminar bruscamente. Es en extremo indeseable que chorree combustible al final del suministro. Las gotas grandes que se forman cuando la inyección termina con languidez, debido a su pequeña energía cinética, se quedan cerca de la tobera, en las zonas que tienen bajo contenido de oxígeno. Es muy difícil

que tales gotas quemen rápidamente y puede tener lugar la formación de partículas de carbono que después se expulsan en el proceso de escape a la atmósfera contaminando el medio ambiente.

Por estas mismas razones no deben haber inyecciones adicionales de combustible (subinyecciones) después de finalizado el suministro.

4. Para la máxima dosificación de combustible la duración de la inyección no debe exceder de 35—45° del ángulo de rotación del cigüeñal.

Las características de inyección más típicas se ilustran en la fig. 178. La curva mostrada en la fig. 178, *a* corresponde a una dosificación muy intensa en el inicio de la inyección y a un extendido final del suministro. Además, comparando las superficies rayadas *I* y *II*, vemos que para esta característica de inyección resulta muy grande la cantidad de combustible suministrada con velocidad decreciente (superficie *II*). Por lo tanto, no es conveniente utilizar el equipo de dosificación de combustible con semejante característica de inyección en el motor Diesel. Características de inyección más favorables se muestran en la fig. 178, *b* y *c*. En este caso, la velocidad de suministro de combustible crece gradualmente y sólo una relativamente pequeña masa de combustible se dosifica con velocidades decrecientes (las superficies rayadas *III* y *IV*).

En la fig. 179 se muestran las características para el caso de que existan inyección principal y adicional de combustible. La curva *3* caracteriza la inyección principal y la curva *4*, la adicional. Los oscilogramas de la presión p_p (curva *1*) y del recorrido de la aguja (curva *2*) muestran que la inyección adicional es originada por la elevada amplitud de la segunda onda de presión que llega al inyector desde la bomba.

§ 3. Factores que influyen en el proceso de inyección de combustible

Sobre el desarrollo del proceso de inyección influyen fundamentalmente las particularidades de la estructura del elemento impulsor en la bomba de combustible de alta presión, de la tubería de conducción y del inyector, así como los parámetros físicos del combustible y los regímenes de funcionamiento del sistema de inyección.

Bomba de inyección de alta presión. Esta es el elemento más complejo del sistema de alimentación del motor Diesel. Dosifica el combustible en correspondencia con el régimen de funcionamiento del motor, suministra combustible al inyector y asegura, en conjunto con otros elementos del sistema, el desarrollo necesario del proceso de inyección.

En las bombas de combustible, denominadas de varias secciones, cada elemento (o sección) suministra combustible solamente a un cilindro del motor y, por consiguiente, el número de secciones es igual al número de cilindros. Otro tipo de bomba de inyección es la de distribuidor de uno o dos émbolos, en la cual cada

sección suministra combustible a varios cilindros del motor (hasta 6 cilindros).

Las bombas de inyección, como ya se ha indicado, se clasifican también según los métodos de dosificación (variación del suministro cíclico).

Del estudio sobre el funcionamiento de la sección de la bomba (véase la fig. 176), se desprende que el volumen V_E en el casquillo se llena de combustible fundamentalmente a través de la lumbrera 2. Durante el movimiento del émbolo buzo, parte del combustible se expulsa a través de ella. Otra parte del mismo se derrama por la lumbrera *12* durante el corte. La apertura y cierre de las lumbreras *2* y *12* son controladas por el émbolo buzo. Este suministra también parte del combustible al inyector.

Los instantes de completo cierre de la lumbrera *2* por la base del émbolo buzo y el inicio de la apertura de la lumbrera *12* por el borde helicoidal *13*, se denominan comienzo y final geométrico de suministro, respectivamente. El recorrido del émbolo buzo desde el comienzo geométrico hasta el final geométrico de suministro se denomina carrera activa. El volumen barrido por el émbolo buzo durante la carrera activa se denomina suministro geométrico de la sección de la bomba

$$V_g = f_E s_a, \tag{246}$$

donde f_E^2 es el área de la base del émbolo buzo; s_a, la carrera activa del mismo.

Para un desplazamiento infinitamente pequeño del émbolo buzo en el casquillo, él desalojará el volumen:

$$dV_E = f_E ds_E = f_E (ds_E/d\tau)\, d\tau = f_E v_E d\tau, \tag{247}$$

donde V_E es el volumen barrido por el émbolo buzo; s_E y v_E el desplazamiento y la velocidad del émbolo buzo, respectivamente.

Dividiendo ambas partes de la ecuación (247) entre $d\tau$, obtendremos la velocidad volumétrica de suministro de combustible por el émbolo buzo

$$Q_E = dV_E/d\tau = f_E v_E.$$

Este último durante el suministro de combustible es desplazado por la leva. Por lo tanto, la velocidad del émbolo depende de la forma del perfil y de la velocidad de rotación de la leva. En las bombas de inyección de los motores Diesel para tractores y automóviles los más difundidos son dos tipos de perfiles de levas: el convexo y el tangencial. El perfil tangencial, en comparación con el convexo, aumenta la velocidad del émbolo buzo, lo que permite reducir la duración del suministro geométrico y real. En la fig. 180 se representan las curvas de variación de la carrera s_E y de la velocidad v_E del émbolo buzo de la bomba de inyección para levas con perfiles tangencial y convexo a igual velocidad de rotación n_1. Allí mismo se indican la carrera del émbolo buzo s_a, desde el inicio del movimiento hasta el cierre de las lumbreras en el casquillo y la

carrera activa s_a. En el eje de las abscisas se han marcado el comienzo (punto *I*) y el final (punto *II*) geométricos de suministro, así como la duración geométrica total de suministro φ_{gs}.

La curva de variación de la velocidad del émbolo buzo en función del ángulo de rotación de la leva en la gama comprendida entre el inicio geométrico y el final de suministro (en una determinada escala) representa la característica geométrica de la inyección, determinada por la sección de impulsión de la bomba. Integrando la expresión

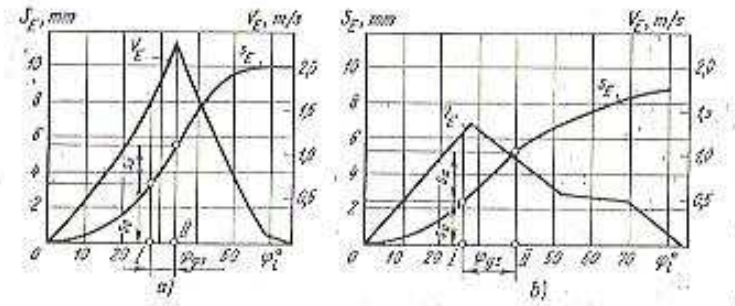


Fig. 180. Variación del recorrido s_E y de la velocidad v_E del émbolo buzo, así como de las fases geométricas de inyección cuando $n_1 = 100$ rpm:
a — leva con perfil tangencial y el par del émbolo buzo de los motores Diesel de cuatro tiempos YaMZ; b — leva con perfil convexo y el inyector-bomba AR-30A2

(247) entre los límites comprendidos desde el comienzo hasta el final del suministro geométrico, sustituyendo en este caso el tiempo por el ángulo de rotación del árbol de levas ($d\tau = d\varphi_1/6n_1$), obtendremos

$$V_g = \frac{f_E}{6n_1} \int_{\varphi_{gc}}^{\varphi_{gta}} v_E d\varphi_1, \tag{248}$$

donde n_1 se expresa en rpm.

Del segundo miembro de la expresión (248) se desprende que el área debajo de la curva $v_E = f(\varphi_1)$ en el tramo φ_{gs} es directamente proporcional al suministro geométrico de la bomba.

Las fases reales de suministro y la forma de la onda de presión en la bomba difieren de las geométricas debido a la influencia de los siguientes factores: el estrangulamiento en las lumbreras del cuerpo del émbolo buzo y de la válvula de impulsión, la compresibilidad del combustible en los volúmenes del casquillo sobre el émbolo buzo y en el racor de la bomba, las fugas de combustible a través de los huelgos entre el émbolo y el cuerpo, la onda de presión reflejada desde el inyector hacia el racor de la bomba, la rigidez de las piezas en la sección de impulsión y en el mando.

Los principales factores que influyen en la formación de la onda de presión en la bomba se analiza a continuación.

El **estrangulamiento** surge al derramarse el combustible por los orificios de pequeña sección. En este caso, en el segmento de la carrera del émbolo buzo s_0, el combustible regresa al canal de suministro desde el espacio V_E en el casquillo a través de la lumbrera de admisión. La sección de paso de la lumbrera disminuye, a medida que el émbolo buzo se desplaza, mientras que la velocidad volumétrica de suministro Q_E crece por efecto del incremento de v_E. Esto conduce al aumento de la presión p_E en el espacio V_E. En consecuencia, la válvula de impulsión puede comenzar a desplazarse ya antes del inicio geométrico del suministro y se eleva la presión en el espacio V'_E del racor de la bomba. Por lo tanto, debido al estrangulamiento, la onda de presión directa en la bomba puede surgir antes del comienzo geométrico de suministro.

Al final del suministro, cuando comienza la apertura de la lumbrera de corte, su área es pequeña y la presión p_E decrece hasta p_{asp} gradualmente, por eso el final real del suministro de la bomba se retrasa en comparación con el geométrico.

El aumento del área y de la velocidad del émbolo buzo y, por consiguiente, de la velocidad de rotación de la leva conduce a la intensificación de la influencia que ejerce el estrangulamiento sobre el desarrollo del proceso de suministro del combustible. La influencia del estrangulamiento también crece a medida que disminuye el suministro cíclico, ya que es necesario derramar mayor cantidad de combustible del espacio en el casquillo a los canales de la bomba.

La **compresibilidad** del combustible en los espacios V_E y V'_E de la sección de impulsión conlleva, en el segmento de crecimiento de las presiones p_E y p'_E, a la acumulación de una parte de combustible en estos volúmenes. Por lo tanto, la velocidad volumétrica real de suministro del combustible por la bomba será menor que la geométrica. Si las presiones p_E y p'_E comienzan a disminuir, entonces el combustible se expande y se incrementa su suministro en comparación con la geométrica. Durante el corte de combustible, esto conduce a un retardo del final de suministro y al crecimiento de la duración de la inyección. La influencia de la compresibilidad del combustible se manifiesta en grado tanto mayor cuanto más elevadas sean la velocidad de incremento de la presión, el valor de ésta en el sistema y mayores resulten los volúmenes comprimidos de combustible. Las presiones en el sistema crecen al incrementar el suministro volumétrico del émbolo buzo, la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba y el suministro cíclico.

Para disminuir la *influencia de las fugas* que reducen la velocidad real de suministro del émbolo buzo, en comparación con el geométrico y para mejorar la uniformidad del suministro de combustible a los cilindros el casquillo y el émbolo buzo se fabrican con elevada precisión. El huelgo entre el émbolo buzo y el casquillo es tan sólo de 0,5 — 2 μm.

En las bombas de los motores Diesel de diversos carburantes se introduce lubricante pesado en el huelgo entre el émbolo buzo y el casquillo, o el combustible que penetra por dicho huelgo se evacua. Esto es necesario para evitar que el combustible de baja viscosidad (gasolina) pase al cuerpo de la bomba y altere la lubricación de las levas y taqués.

Funciones y principio de trabajo de la válvula impelente de la bomba. La válvula impelente o de impulsión separa los volúmenes de la cavidad de alta presión (volumen del racor de la bomba V'_E, de la tubería de presión V_t y del pulverizador del inyector V_p) del volumen V_E y la cavidad de baja presión en el intervalo entre las inyecciones o cuando el motor no funciona. De esta manera se elimina el derrame inverso de combustible durante la carrera de regreso del émbolo buzo y la penetración del aire hacia la cavidad de alta presión.

La válvula impelente asegura también la obtención de condiciones idénticas en los volúmenes V_E, V_t y V_p antes de comenzar cada inyección de combustible e influye esencialmente sobre la magnitud de la presión residual p_r en los mismos. Con ayuda de la válvula impelente se puede (como se mostrará más adelante) corregir las características de velocidad del suministro de combustible.

En las bombas de inyección de los motores Diesel para automóviles y tractores las que más ampliamente se emplean son las válvulas impelentes tipo de seta (fig. 181, *a*). En la parte superior la válvula impelente tiene una cabeza cónica (seta) *1* y un cinturón o faja de descarga *2*, mientras que en la parte inferior está el vástago *3* con cuatro ranuras para el paso de combustible. Cuando la válvula se separa de su asiento *4*, ocupa parte del volumen del racor, aumentando la presión p'_E y desalojando combustible a la tubería de impulsión. En la carrera de bombeo, después de que el cinturón de descarga sale del agujero del asiento ($p_E - p'_E > 0$) el combustible pasará desde el volumen en el casquillo V_E al espacio del racor V'_E. Al cortar el paso al combustible $p_E - p'_E < 0$, éste se mueve en dirección contraria y la válvula se dirige hacia su asiento.

El suministro cíclico V_{sc} se determinará por la suma algebraica de la cantidad de combustible que ingresa del volumen V_E al V'_E y que retorna a través de la válvula impelente durante su movimiento en el proceso de suministro de combustible en la bomba.

Al final de la inyección, cuando la válvula impelente desciende, el cinturón cilíndrico *2* con su borde inferior ingresa al canal del asiento *4*. Desde este instante se interrumpe el paso de combustible entre los volúmenes V_E y V'_E. Al seguir descendiendo la válvula impelente, en el racor de la bomba se libera el siguiente volumen

$$V_{des} = f_v h_v = \frac{\pi d_v^2}{4} h_v,$$

donde f_v es el área de la sección transversal del cinturón de descarga de la válvula; h_v, la carrera de la válvula desde el instante en que

el bordo inferior del cinturón de descarga ingresa al canal hasta que la cabeza de válvula toca su asiento (fig. 181, *a*).

El espacio V_{des} se denomina volumen de descarga. Como resultado de la liberación de cierto volumen en el racor de la bomba, la presión p'_E disminuye bruscamente. Esto contribuye a una rápida interrupción del suministro de combustible por el inyector y evita la posibilidad de inyecciones adicionales de combustible. Al incrementar el volumen de descarga, la presión p'_E disminuye en mayor grado y por esta razón la presión residual p_r decrece. En algunos casos, por ejemplo, en los suministros parciales del sistema de alimentación de los motores Diesel YaMZ-236, la presión residual disminuy-

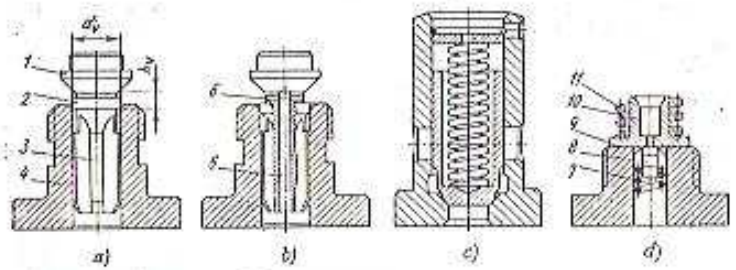


Fig. 181. Estructuras de válvulas impelentes

hasta una presión igual a la tensión de los vapores de combustible, la cual es sumamente pequeña, lo que conduce a la perturbación de la discontinuidad del líquido en las cavidades mencionadas de la línea de impulsión (V'_E, V_t y V_p). Los volúmenes libres que se forman se rellenan con vapores o con aire que se desprenden del combustible.

En la fig. 181, *b* se muestra la válvula tipo seta con dos orificios uno central *5* y el otro lateral *6*, a través de los cuales pasa el combustible sin hacerlo por el cinturón de descarga. Las funciones de los orificios pueden ser cumplidas también por el huelgo entre las superficies laterales del cinturón de descarga y del canal direccional del asiento. Las válvulas impelentes de este tipo se denominan válvulas correctoras.

Se emplean también válvulas impelentes tipo pistón (fig. 181, *c*) y dobles (fig. 181, *d*). El principio de trabajo de la válvula de pistón es análogo al de tipo seta. La válvula impelente doble está compuesta de una válvula plana *10*, que se aprieta contra el asiento *9* por el resorte *11*, y de una válvula adicional *8* con su resorte *7*. La válvula impelente doble no posee volumen de descarga. En la carrera de impulsión el combustible pasa desde el volumen V_E al volumen V'_E a través de la ranura anular entre la válvula *10* y el asiento *9*. Durante el corte de combustible $p'_E > p_E$ y la válvula *10* se aloja en su asiento. Sin embargo, en caso de elevadas caídas de presiones $p'_E - p_E$ se abre la válvula adicional *8* comprimiendo el resorte *7*. El combustible comienza a pasar desde el volumen V'_E al espacio V_E y la presión p'_E disminuye. Eligiendo la fuerza de la tensión previa del resorte *7*, puede obtenerse la necesaria presión residual p_r. Las válvulas impelentes dobles se utilizan en las bombas de inyección tipo distribuidor que se instalan en algunos motores Diesel de tractores.

Tubería de impulsión. El impulso de la presión desde la bomba hasta el inyector se transmite a través de la tubería de impulsión. Las pérdidas de energía en este proceso deben ser mínimas. La tubería debe tener también insignificantes deformaciones al pasar la onda de presión y poseer elevada resistencia mecánica. Por eso, para los sistemas estudiados de suministro de combustible en los motores Diesel de vehículos, las tuberías de impulsión se fabrican de aceros aleados con paredes de gran grosor (2—3 mm) y un diámetro interno de 1,5—3 mm.

Al aumentar la longitud de la tubería de impulsión se gasta más tiempo en el movimiento de la onda desde la bomba hasta el inyector, como se desprende de la fórmula (243). Se incrementa también el volumen de combustible V_t contenido en la tubería. Por eso en los motores Diesel se tiende a instalar tuberías cortas, además, de una misma longitud. La longitud de la tubería de impulsión en los motores Diesel para vehículos generalmente no sobrepasa 1,5 m. En este caso, al emplear combustibles de baja viscosidad en los motores Diesel rápidos, pueden despreciarse las pérdidas de energía que se producen en el sector de inyección durante el movimiento de la onda de presión. Para garantizar un suministro uniforme de combustible entre los cilindros del motor Diesel es necesario que las tuberías de impulsión que se instalan tengan volúmenes V_t similares y posean aproximadamente iguales resistencias hidráulicas.

Inyectores y características de los pulverizadores. La forma final de la característica de inyección depende del inyector. Esto influye en la pulverización del combustible y en su distribución por la cámara de combustible.

En los motores Diesel para vehículos se emplean inyectores tipo cerrado, los cuales tienen órganos de cierre entre la tubería de impulsión y los orificios de pulverización. El órgano de cierre (aguja o válvula) puede mantenerse en posición cerrada ya sea debido a la fuerza ejercida por la tensión previa del resorte o bien a la presión de un fluido hidráulico. El órgano de cierre generalmente se abre bajo la presión del combustible inyectado (inyectores con mando hidráulico). Ultimamente se estructuran inyectores cuyo órgano de cierre se controla por un electroimán de alta velocidad.

El elemento más importante del inyector es el pulverizador que parcialmente sobresale en la cámara de combustión y está sometido a la acción de las elevadas temperaturas. El combustible y las menudas partículas abrasivas en él suspendidas, al moverse en el pulverizador a grandes velocidades, desgastan los orificios-toberas y los conos de cierre. Estos últimos también se desgastan como resultado

de los golpes cuando se alojan sobre su asiento. En el pulverizador puede surgir el desgaste tipo cavitacional.

Los que más ampliamente se emplean son los pulverizadores cerrados: de tobera y válvula (182, *a*), de orificios múltiples sin tetón (182, *b*) y con tetón (182, *c*). El tipo de pulverizador se determina fundamentalmente por la forma de la cámara de combustión.

En todos los pulverizadores, mostrados en la fig. 182, entre los conos de las agujas (válvulas) y los asientos se forma una sección de paso de estrangulamiento $\mu_p f_p$. La superficie f_p crece a medida que se abre el órgano de cierre.

En el pulverizador de tobera y válvula además hay una sección adicional de estrangulamiento $\mu_1 f_1$, así como una sección de estrangulamiento de los orificios de pulverización $\mu_c f_c$. La sección de estrangulamiento $\mu_c f_c$ también existe en el pulverizador de orificios múltiples sin tetón. Los pulverizadores representados en la fig. 182, *a*, *b*

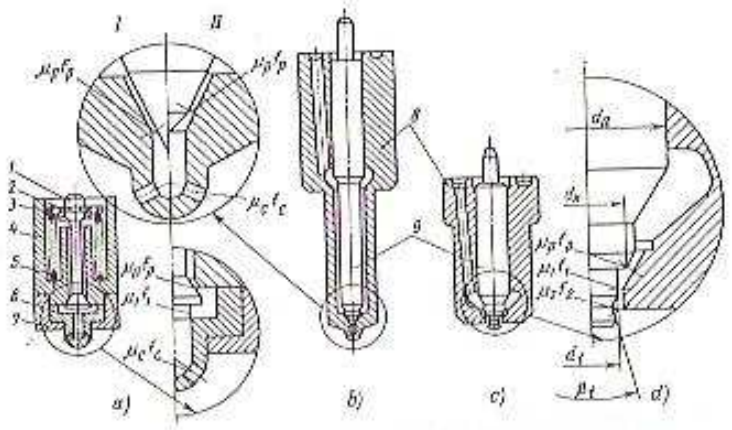


Fig. 182. Estructuras de pulverizadores en los inyectores cerrados:
I y *II* — conos tipos de los pulverizadores en los inyectores de los motores Diesel D-37 y Yamz de cuatro tiempos; *1* — válvula; *2* — seguros-cuñas; *3* — arandela del resorte; *4* — cuerpo de la válvula del pulverizador; *5* — resorte; *6* — boquilla del pulverizador; *7* — tuerca de apriete; *8* — cuerpo del pulverizador; *9* — aguja

se emplean en los motores Diesel con cámaras de combustión de una sola cavidad. El número de orificios de pulverización oscila de uno a siete y sus diámetros desde 0,15 hasta 0,6 mm.

En la punta de la aguja del pulverizador de tetón hay una cabeza cónica (fig. 182, *c*) cuyo diámetro d_t es igual a 1,0; 1,5 y 2,0 mm. La parte final del tetón se estructura generalmente en forma de dos conos seccionados unidos por sus bases menores. El ángulo del cono inferior del tetón β_t se elige partiendo de las condiciones de obtener el más efectivo desarrollo del proceso de trabajo del motor Diesel.

Los pulverizadores de tetón tienen tres secciones de estrangulamiento: $\mu_p f_p$, $\mu_1 f_1$ y $\mu_2 f_2$, éstas varían a medida que se desplaza la aguja. Los pulverizadores de tetón se utilizan en los motores Diesel con cámaras de combustión separadas.

La presión del combustible que obra sobre el órgano de cierre, en caso de instalar un pulverizador con aguja, actúa sobre la superficie que se forma como consecuencia de la diferencia de áreas entre el diámetro máximo de la aguja d_a y el diámetro del borde de cierre d_x. Esta superficie se denomina faja diferencial.

El desplazamiento máximo de la aguja (válvula) en el pulverizador por lo común es no mayor que 0,2—0,5 mm.

Todas las secciones de estrangulamiento del pulverizador pueden ser reemplazadas por una sección equivalente de paso convencional, que se determina basándose en la igualdad del caudal de combustible que pasa a través de ella y de todas las secciones de estrangulamiento para una misma caída de presiones. La sección equivalente de estrangulamiento del pulverizador se calcula conforme a la fórmula

$$f_{s.e} = \frac{}{\sqrt{\sum_{i=1}^{k} 1/(\mu_i f_i)^2}}, \qquad (249)$$

donde $\mu_i f_i$ son las secciones de estrangulamiento del pulverizador que se sustituyen; k, el número de secciones.

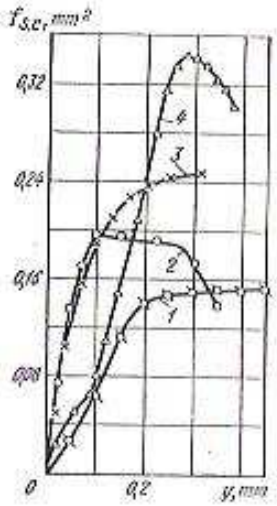


Fig. 183. Características de los pulverizadores de inyectores cerrados

La variación de la sección equivalente de paso en el pulverizador en función del desplazamiento de su órgano de cierre $f_{s.e} = f(y)$ se denomina *característica del pulverizador*.

Del análisis de la expresión (249) se desprende que cuanto menor sea la magnitud $\mu_i f_i$, tanto mayor será su influencia sobre la sección equivalente $f_{s.e}$. Por eso la magnitud de $f_{s.e}$, en los diferentes segmentos del desplazamiento del órgano de cierre, se determina por el carácter de variación que tiene la menor de las secciones de estrangulamiento en este segmento. Por ejemplo, en el inicio del desplazamiento de la ajuga(válvula), para todos los pulverizadores mostrados en la fig. 182 la sección mínima es la $\mu_3 f_p$, la cual al aumentar el desplazamiento de la aguja y se incrementa y respectivamente crecerá también el valor de $f_{s.e}$. Para grandes elevaciones de la aguja (válvula) en los pulverizadores de orificios múltiples, la sección de estrangulamiento mínima resulta la de los orificios de pulverización ($\mu_c f_c$). En el pulverizador de tetón, incluso siendo pequeños los levanta-

mientos de la aguja, las secciones de estrangulamiento determinantes son las secciones $\mu_1 f_1$ y $\mu_2 f_2$.

En la fig. 183 se ilustran las características de los pulverizadores cerrados. La curva *1* representa la característica del pulverizador del motor Diesel D—37 de orificios múltiples con aguja, mientras que la curva *3* es la característica del pulverizador del motor Diesel YaMZ-236 de orificios múltiples. Al comparar estas curvas, se infiere que la superficie $f_{s.e}$ en el segmento inicial de desplazamiento de la aguja, para los pulverizadores de los inyectores de los motores de cuatro tiempos YaMZ se incrementa más rápidamente que en los pulverizadores de los inyectores de los motores Diesel D-37. Esto se debe a la existencia de un cono adicional en la aguja del pulverizador del inyector YaMZ (véase la fig. 182, *b*). El cono adicional incrementa la sección f_p. Los valores máximos de la superficie equivalente $f_{s.e}$ en estos pulverizadores se determinan fundamentalmente por la sección de paso de los orificios de pulverización.

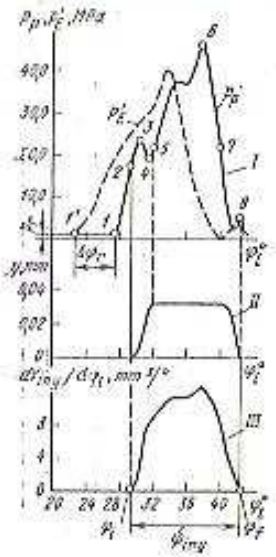


Fig. 184. Variaciones de las presiones en el racor de la bomba y en el pulverizador, del desplazamiento de la aguja en función del ángulo de rotación del árbol de levas y características de inyección para un inyector con pulverizador de orificios múltiples

La curva *2* representa la característica del pulverizador de tobera y válvula. La disminución de la sección $f_{s.e}$ cuando $y > 0{,}1$ mm se debe a que en este segmento la sección determinante resulta $\mu_1 f_1$, la cual disminuye a medida que la válvula se desplaza.

La curva *4* es la característica del pulverizador de tetón $\Phi 3 \times 25°$. La reducción del área $f_{s.e}$ en este pulverizador, siendo $y > 0{,}275$ mm, tiene lugar debido a la disminución de la sección $\mu_3 f_3$ al desplazar la aguja en este segmento.

Las características de los pulverizadores se utilizan para calcular la cantidad de combustible que sale del inyector en cada instante de tiempo (características de inyección), si se conocen la presión p_p y la carrera de la aguja y. El cálculo en cada instante se efectúa aplicando la ecuación del caudal de combustible para el movimiento estacionario:

$$Q_p = f_{s.e} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_p - p_{cil}}, \qquad (250)$$

Partiendo de la identidad entre las características de los pulverizadores patrones y los producidos en serie se puede controlar la calidad de su fabricación. En la fig. 184 se muestran la variación de la presión p_p en el pulverizador (curva *I*), el desplazamiento de la aguja y (curva *II*) y la característica de la inyección al salir el combustible al medio ambiente (curva *III*) en función del ángulo de rotación de la leva. Las curvas se refieren a un inyector con pulverizador de orificios múltiples sin tetón. Allí mismo se muestra con línea de trazos la variación de la presión p'_c en el racor de la bomba.

En el punto *1'* comienza la elevación de la presión en el racor de la bomba, mientras que en el punto *1* — en el volumen V_p del pulverizador del inyector. En el punto *2* la presión resulta suficiente para vencer la fuerza de tensión del resorte del inyector ($p_p = p_{po}$) y la aguja comienza a levantarse en el pulverizador. Como resultado del incremento del volumen en el pulverizador por efecto del levantamiento de la aguja y de la salida del combustible desde el inyector, la presión de inyección puede disminuir en cierto tramo (segmento *3—4*). Cuando la aguja llega al tope la presión p_p se incrementa (segmento *5—6*).

Una vez iniciado el corte de combustible la presión bruscamente disminuye en la cavidad situada encima del émbolo buzo, la válvula de impulsión comienza a descender hacia su asiento y la presión en el racor de la bomba disminuye. Desde el punto *6* empieza el correspondiente descenso de la presión en el inyector. En el punto *7* la aguja comienza a desplazarse desde el tope hacia su asiento. El combustible sigue saliendo del pulverizador durante el período de descenso de la aguja. En el instante en que la aguja se apoya hacia su asiento (punto *8*), la presión del combustible es menor que al iniciarse su elevación (punto 2), lo que se explica por el incremento de la superficie sobre la cual actúa la presión del combustible después de que la aguja se ha levantado. Las fuerzas de inercia de las masas en movimiento del inyector y la fricción entre la aguja y el cuerpo del pulverizador también dificultan el encaje de la aguja. Además, cuando la aguja se asienta desaloja combustible del volumen V_p del pulverizador, lo que frena su movimiento.

La velocidad de suministro del combustible desde el inyector (característica de inyección), para cada posición de la aguja (curva *III*) se calcula recurriendo a la ecuación (250). El inicio y el final del suministro de combustible corresponden a los ángulos φ_i y φ_f, mientras que la duración de la inyección es igual a φ_{iny}. Sobre el desarrollo del proceso de inyección influyen las siguientes peculiaridades estructurales del inyector: la característica del pulverizador, la fuerza de la tensión previa en el resorte, las masas de las piezas en movimiento del inyector, etc.

Al reducir las secciones de paso del pulverizador (disminución de $f_{s.e}$) se eleva la presión en la bomba y en el inyector, se alarga el proceso de inyección debido a una mayor influencia de la compresibilidad del combustible. Además resulta más probable la aparición de inyecciones adicionales por efecto del crecimiento de p_r.

Con el crecimiento de la tensión previa del resorte la aguja co-

mienza separarse de su asiento siendo mayor la presión inicial p_{p0} en el pulverizador, crece el nivel general de las presiones en la cavidad de impulsión, la aguja se sienta en su alojamiento con mayor precisión al final de la inyección. Sin embargo, en este caso se incrementa la fuerza del golpe de la aguja contra su asiento y disminuye la durabilidad del pulverizador. La tensión previa del resorte se elige partiendo de la condición de garantizar un efectivo desarrollo del ciclo de trabajo, preciso fin del proceso de inyección y fiable funcionamiento del pulverizador.

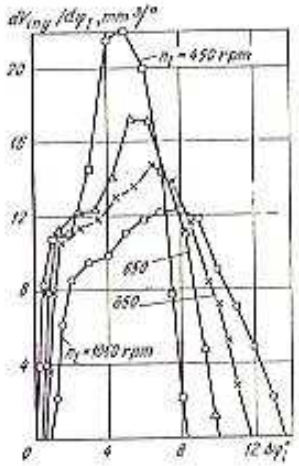


Fig. 185. Características de inyección a diferentes velocidades n_1, manteniendo constante la posición de la cremallera de la bomba de inyección de los motores Diesel YaMZ (d_{or} = 0,34 mm)

Las fuerzas de inercia dependen de la masa que tienen las piezas en movimiento del inyector, que impiden el movimiento veloz de la aguja al comienzo y al final de la inyección. Al final de la inyección la fuerza del resorte parcialmente se equilibra por las fuerzas de inercia y de fricción y la presión del combustible en el pulverizador puede ser menor que la presión del gas en la cámara de combustión ($p_p < p_{st}$) antes de que la aguja encaje en su asiento. Los gases calientes en este caso, comienzan a pasar desde el cilindro a la cavidad del pulverizador, como consecuencia de lo cual se carbonizan rápidamente las secciones de estrangulamiento y se forman depósitos en la superficie de la aguja. Después de un período no prolongado de funcionamiento de semejante pulverizador habrá que reemplazarlo o limpiar los orificios de pulverización y restablecer la movilidad de la aguja. Por eso, en las modernas estructuras de inyectores se tiende a disminuir la masa de las piezas en movimiento, además en tanto mayor grado, cuanto más elevada sea la velocidad de rotación del motor Diesel.

Influencia de la velocidad del motor en los parámetros del proceso de inyección. Además de los parámetros constructivos y de regulación del sistema de alimentación sobre el desarrollo del proceso de inyección ejercen influencia los regímenes de funcionamiento. En la fig. 185 se ilustra la característica de inyección del sistema de alimentación en los motores Diesel de cuatro tiempos YaMZ, manteniendo constante la posición de la cremallera y a diferentes velocidades de rotación del árbol de levas de la bomba n_1. Al comparar las curvas, se desprende que cuando se incrementa n_1 la inyección de combustible

comienza más tarde, el final de la inyección también se desplaza hacia el lado de retardo, la velocidad máxima volumétrica de suministro por grado de rotación del árbol de levas $(dV_{iny}/d\varphi_1)_{máx}$ disminuye.

En la fig. 186 se muestran las variaciones de la duración real de la inyección y de la presión máxima en el volumen V_p del pulverizador en el campo operacional del régimen de velocidad del sistema para alimentar los motores Diesel de cuatro tiempos YaMZ. Cuando se incrementa la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba desde 450 hasta 1050 rpm, la duración de la inyección y la presión p_p crecen. Para los motores Diesel rápidos en el régimen nominal la duración real de la inyección es 1,8—2,2 veces mayor que la geométrica. Estas variaciones de los parámetros en el proceso de suministro de combustible se explican por la influencia, cada vez más fuerte, que ejercen el estrangulamiento y la compresibilidad del combustible a medida que aumenta n_1.

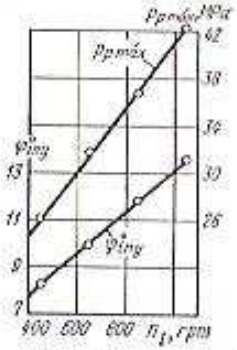


Fig. 186. Variación de la duración real de la inyección y de la presión máxima en el volumen V_p del pulverizador en función de la velocidad de rotación n_1 en los motores Diesel de cuatro tiempos YaMZ (d_{or} = 0,34 mm); $V_{s.c}$ = 115 mm³ para n_1 = 1050 rpm; la posición de la cremallera de la bomba se mantiene constante

Influencia del suministro cíclico y de los métodos de su variación sobre los parámetros del proceso de inyección. La magnitud requerida para el suministro cíclico se determina por el régimen de velocidad del motor Diesel y por la carga externa. La influencia de los factores anteriormente analizados sobre el desarrollo del proceso de inyección y, por lo tanto, también sobre la magnitud de $V_{s.c}$, puede considerarse a través del coeficiente de suministro

$$\eta_s = V_{s.c}/V_g.$$

Entonces, considerando la expresión (246), el suministro cíclico será:

$$V_{s.c} = V_g\eta_s = fgS_0\eta_s. \qquad (251)$$

Para el equipo de inyección de los motores Diesel de vehículos en el régimen nominal de funcionamiento el coeficiente η_s = 0,75 — — 0,90.

De la fórmula (251) se deduce que el suministro cíclico puede variarse actuando sobre la carrera activa del émbolo buzo o sobre η_s.

En la bomba de inyección con corte, cuya sección de impulsión se muestra en la fig. 176, cambian el suministro cíclico variando

la carrera activa del émbolo buzo. Con este fin el borde de corte se hace en forma de una ranura helicoidal. Pueden emplearse tres métodos para regular el suministro:

1) variando el final de la inyección sin cambiar el inicio del suministro;

2) variando el inicio de la inyección sin cambiar el final del suministro;

3) variando simultáneamente el inicio y el final del suministro.

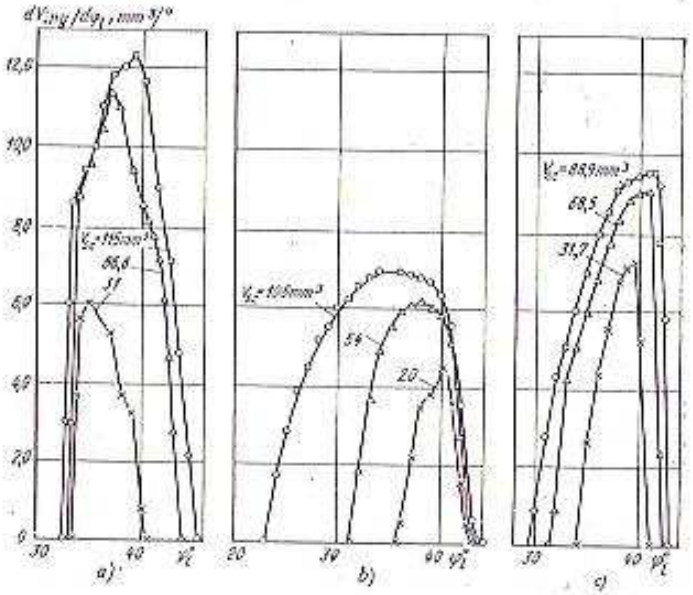


Fig. 187. Características de inyección para diferentes suministros cíclicos: *a* — equipo de inyección de los motores Diesel YaMZ, n_t = 1050 rpm (d_{or} = 0,34 mm); *b* — inyector bomba AR-21, n_t = 800 rpm, leva convexa estándar; *c* — inyector-bomba AR-21AZ, n_t = 750 rpm, leva tangencial

En el primer método de regulación, al elevar la carga, la carrera activa se incrementa y el final del suministro se retrasa, mientras que el comienzo del suministro se mantiene aproximadamente constante. Debido a que la desviación de las fases de inyección con respecto a las óptimas es insignificante, además, a que la fabricación del émbolo buzo resulta relativamente sencilla (tiene sólo un borde helicoidal) este método se utiliza ampliamente. Se emplea en todos los motores Diesel para automóviles y tractores soviéticos en los cuales el equipo de inyección es del tipo separado. Las características de inyección para el sistema de dosificación de combustible que usa este émbolo buzo a diferentes suministros cíclicos se muestran en la fig. 187, *a*.

En caso de regular $V_{s.e}$ variando el comienzo de la inyección, el inicio geométrico de suministro al disminuir la carga se desplaza hacia el P.M.S., el final geométrico de suministro se mantiene constante. En vista de que el inicio del proceso de inyección se realiza a temperatura y presión más elevadas en el cilindro, el retardo de la inflamación se reduce con respecto al método de regulación sin variar el comienzo de la inyección. Cuando el motor Diesel funciona a cargas parciales, la intensidad de crecimiento de la presión en el período de combustión rápida resulta menor. Las características de inyección con el émbolo buzo de este tipo se ilustran en la fig. 187, *b*.

En el método combinado de regulación, al disminuir el suministro cíclico, el inicio geométrico se desplaza hacia el P. M. S. mientras que el final comienza antes. Las fases óptimas de inyección, de acuerdo a la característica de carga, pueden obtenerse eligiendo el paso de la ranura helicoidal del émbolo buzo. Sin embargo, en este caso el émbolo buzo debe tener dos ranuras helicoidales (inyectores-bombas AR-20A3, AR-23A3). En la fig. 187, *c* se ilustran las características de inyección para diversas posiciones invariables de la cremallera del inyector-bomba AR-23A3.

El análisis de las características de inyección, representadas en la fig. 187, nos muestra que al disminuir el suministro cíclico la duración de la inyección decrece, los instantes reales de inyección cambian en correspondencia con la variación de las fases geométricas y las presiones máximas de inyección se reducen.

En las bombas de inyección con estrangulamiento en la entrada, el suministro se regula variando la carga de combustible hacia el espacio ubicado encima del émbolo buzo, para lo cual, en el canal que dosifica combustible hacia el émbolo buzo, se instala un estrangulador especial. La carrera geométrica activa del émbolo buzo se mantiene constante para todos los regímenes, mientras que varían el coeficiente de suministro η_s y el volumen $V_{s.e}$ en correspondencia con la expresión (251). Los elementos principales de la bomba de inyección con estrangulamiento en la entrada son (fig. 188): el émbolo buzo *1*, el casquillo *2* y la válvula de estrangulación *3*. Durante la carrera descendente del émbolo buzo (fig. 188, *a*) en el volumen del casquillo situado encima del émbolo se origina cierta depresión. El combustible que quedó en este volumen parcialmente se evapora y se crea una presión igual a la tensión de vapor del combustible p_v. Cuando el tope del émbolo buzo abre la lumbrera de admisión, el combustible pasa a través de la sección de estrangulamiento de la válvula bajo una diferencia de presiones constante $p_{asp} - p_v$ y llena el espacio del casquillo (fig. 188, *b*). El llenado continúa hasta que permanezca abierta la lumbrera de admisión o el espacio V_E se llene completamente de combustible.

Cuando el émbolo buzo asciende, después de cerrar la lumbrera de admisión, se interrumpe el ingreso de combustible al espacio V_E y comenzará la condensación de los vapores que se han quedado (fig. 188, *c*). El suministro se producirá solamente después de que tenga lugar la completa condensación de los vapores, cuando la presión p_E en el espacio del casquillo del émbolo buzo sea suficiente para desplazar la válvula impelente (fig. 188, *d*). Una vez terminado el suministro el émbolo buzo comenzará a descender y el ciclo se repetirá.

Cuando el espacio V_E se llena parcialmente de combustible, el suministro cíclico, en una primera aproximación, será igual a la

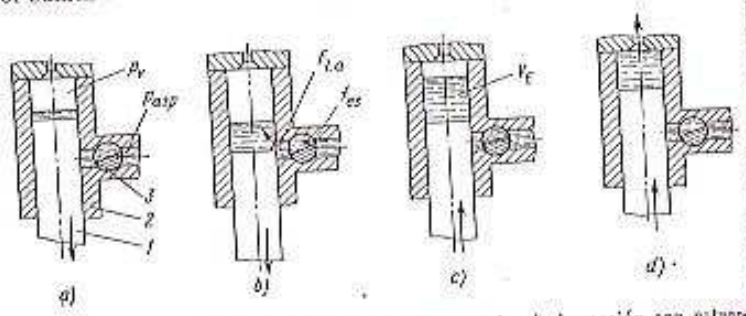


Fig. 188. Esquema del funcionamiento de una bomba de inyección con estrangulamiento en la entrada

cantidad de combustible que ingresa a este volumen. Por eso, la magnitud de $V_{s.c}$, en correspondencia con la ecuación del caudal, será proporcional a la diferencia de presiones $p_{asp} - p_{V_E}$ a las áreas de las secciones de paso del estrangulador f_{es} y de la lumbrera de admisión $f_{l.a}$ en el casquillo y al tiempo, durante el cual la lumbrera de admisión permanece abierta. Por lo tanto, sobre el suministro cíclico se puede influir variando el área de la sección de paso f_{es} del estrangulador o la presión del combustible p_{asp}.

La regulación del suministro cíclico para este equipo de inyección corresponde a la variación del inicio de la inyección. El final del suministro geométrico se mantiene constante.

Entre las desventajas de las bombas de combustible con estrangulamiento en la admisión figura una elevada complejidad para asegurar un funcionamiento idéntico de todas las secciones impelentes en caso de bombas de elementos múltiples o de varios inyectores-bombas. La diferencia de la resistencia al movimiento del combustible o las oscilaciones de presión en los canales de suministro influyen en el llenado del espacio V_E y en la uniformidad de suministro de combustible a los cilindros del motor Diesel. Por eso, el método de estrangulamiento en la entrada se utiliza fundamentalmente para las bombas tipo distribuidor.

§ 4. Características de suministro del sistema de alimentación de combustible y métodos de su corrección

El desarrollo de las características de velocidad en el motor Diesel queda definido en gran medida por la variación del suministro cíclico del sistema de alimentación de combustible en función de la frecuencia de rotación del árbol de levas, manteniendo constante la posición del órgano de regulación. De la teoría de motores se sabe que el par motor indicado es directamente proporcional a la presión media indicada y puede ser determinado a base de la fórmula

$$M_i = (1/\pi)\, p_i i\, (V_h/\tau) = B \eta_i \eta_v / \alpha, \qquad (252)$$

donde

$$B = (1/\pi)\, (H_u/l_0)\, (i V_h/\tau)\, \rho_A.$$

Aquí H_u viene en J/kg, V_h, en m^3 y ρ_A en kg/m^3.

Sustituimos en la expresión (252) el coeficiente de exceso de aire por la fórmula

$$\alpha = G_{a.c\,II}/(l_0 G_{c.c\,II}) = \rho_k/l_0 \rho_c)\, V_h\, (\eta_v/V_{s.c}), \qquad (253)$$

donde $G_{a.c\,II}$ es la cantidad de aire que ingresa al cilindro del motor en el proceso de admisión, en kg; $G_{a.c\,II} = V_h \eta_v \rho_A$; la cantidad de combustible suministrada al cilindro del motor por ciclo (en kg) se calcula recurriendo a la fórmula (245).

Entonces

$$M_i = B_1 \eta_i V_{s.c},$$

donde M_i se da en $N \cdot m$; B_1 es una magnitud constante para un motor dado, $B_1 = (1/\pi)\, (i H_u \rho_c/\tau)$; $V_{s.c}$, el suministro cíclico de combustible, en m^3.

El par motor efectivo del motor es

$$M_e = M_i \eta_m = B_1 \eta_i \eta_m V_{s.c}. \qquad (254)$$

De la expresión (254) se desprende que el par motor efectivo se determina por la acción combinada de tres factores: de los rendimientos indicado y mecánico y del suministro cíclico. El rendimiento mecánico del motor decrece al elevar el régimen de velocidad, mientras que el rendimiento indicado, por lo general, se incrementa. En consecuencia, el producto de éstos, que representa el rendimiento efectivo ($\eta_e = \eta_i \eta_m$), tiene su valor máximo en la gama operacional de los regímenes de velocidad. Por lo común, la tendencia es hacer que la curva $\eta_e = f(n)$ transcurra con una pendiente lo más suave posible, es decir, que la economía de funcionamiento del motor no empeore bruscamente en las zonas tanto de baja, como de alta velo-

cidad del cigüeñal. Por eso, la variación de M_e en la característica de velocidad del motor Diesel depende fundamentalmente de la forma de la curva $V_{s.c} = f(n_1)$.

Las características de velocidad de suministro del combustible se determinan durante el funcionamiento conjunto de la bomba y el inyector.

En función del régimen de trabajo del motor, del volumen a comprimir de combustible, del nivel de la presión, de las peculiaridades estructurales del equipo de inyección y del accionamiento prevalece la influencia de uno de los factores (la estrangulación, la compresibilidad del combustible, la flexibilidad de la piezas del

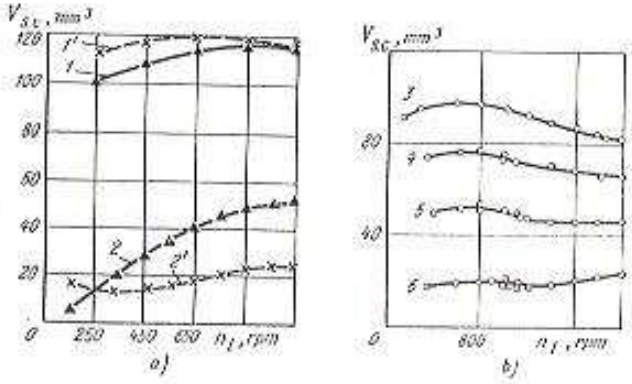


Fig. 188. Variación de $V_{s.c}$ en función del régimen de velocidad:
a — equipo de inyección de tipo separado de los motores Diesel YaMZ-240 con y sin corrector;
b — inyector-bomba AR-21

sistema de inyección y del accionamiento). En el equipo de inyección tipo separado para motores Diesel de vehículos en los que se emplean bombas con corte, generalmente, prevalece el estrangulamiento del combustible en las lumbreras del casquillo del émbolo buzo, como resultado de lo cual el suministro cíclico crece al aumentar la frecuencia de rotación del árbol de levas de la bomba. Las presiones máximas de inyección a plena alimentación en estos sistemas no superan 30—55 MPa.

En la fig. 189, *a* se muestran las características de velocidad del suministro para el equipo de inyección de los motores Diesel YaMZ—240 en dos posiciones de la cremallera de la bomba de combustible (líneas llenas). Para la posición de la cremallera correspondiente a la plena alimentación, ésta se incrementa insignificantemente al elevar la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba (curva *1*). En caso de alimentación parcial (curva *2*) el suministro cíclico

se incrementa más intensamente con el aumento de n_1. Esto se explica por el hecho de que a suministros parciales la presión en el sistema disminuye y se reduce respectivamente la influencia de la compresibilidad por suministro cíclico, mientras que el estrangulamiento en las lumbreras del casquillo de la bomba se incrementa.

En la fig. 189, *b* se ilustran las características de suministro en función de la velocidad de funcionamiento para el equipo de inyección de tipo no separado. Para el inyector-bomba AR-20 y AR-21 las presiones máximas de inyección alcanzan de 120—140 MPa. Como consecuencia de esto, en caso de plena alimentación, la compresibilidad del combustible prevalece sobre el estrangulamiento y el suministro cíclico disminuye al aumentar la velocidad de rotación n_1 (curva *3*). A medida que disminuye el suministro cíclico (curvas *4* y *5*) ejerce cada vez más influencia sobre el mismo la estrangulación del combustible. Al pasar a pequeñas alimentaciones, la presión de inyección considerablemente decrece, comienzan a prevalecer los fenómenos de estrangulamiento y el suministro cíclico aumenta con el crecimiento de la velocidad de rotación (curva *6*).

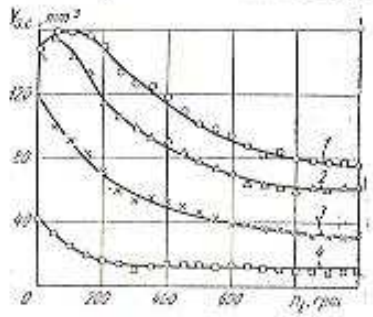


Fig. 190. Variación de $V_{s.c}$ en función del régimen de velocidad para un equipo de inyección cuya bomba tiene estrangulación en la entrada

En la fig. 190 se muestran las características de suministro del sistema de alimentación con una bomba que tiene un estrangulador en la admisión. Las curvas *1*—*4* corresponden a diferentes secciones de paso en la válvula ($f_{es1} > f_{es2} > f_{es3} > f_{es4}$). De las curvas $V_{s.c} = f(n_1)$ se infiere que para cada sección de paso en la válvula de estrangulación a una determinada velocidad de rotación, empieza la caída del suministro cíclico de combustible. Este instante corresponde al inicio del llenado parcial con combustible de la cavidad situada sobre el émbolo buzo. En consecuencia, al seguir elevando n_1, disminuyen el tiempo de llenado de dicha cavidad, la cantidad de combustible que ingresa en ella y el suministro cíclico.

Cuando en el motor Diesel se instala el sistema separado de alimentación de combustible con la bomba de dosificación por corte, que tiene las características de velocidad mostradas en la fig. 189, *a*, la curva del par motor se desarrolla con pendiente suave, mientras que el coeficiente de adaptación es pequeño ($K = 1{,}05 \ldots 1{,}08$). Análogamente se desarrolla la curva del par motor también en caso de emplear una bomba con estrangulación en la admisión, si el combustible llena totalmente el espacio sobre el émbolo buzo. Cuando el llenado es parcial, la tendencia de la curva M_e será análoga a la

variación de $V_{s.c} = f(n_1)$ en este segmento y puede obtenerse el valor necesario del coeficiente de adaptación K. La utilización del inyector-bomba también asegura la necesaria variación del par motor en la característica de velocidad.

Al analizar la variación del suministro cíclico en función de la velocidad de rotación del árbol de levas, cabe señalar que en las modernas bombas de combustible de los motores Diesel para vehículos existe un régimen de arranque, en el cual el suministro es mayor que el nominal en 1,8—2,5 veces. Esto se consigue aumentando correspondientemente la carrera activa del émbolo buzo.

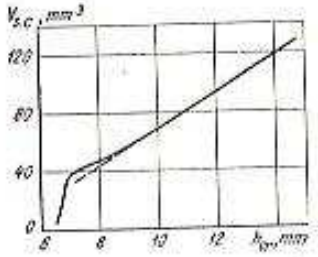


Fig. 191. Relación entre el suministro cíclico y la carrera de la cremallera

Además de las características de velocidad del suministro de combustible, se calculan también las relaciones del suministro cíclico en función de la posición que ocupa el órgano de regulación de la bomba a $n_1 = \text{const}$. Para los sistemas de combustible con bombas con corte esta característica se construye en función de la carrera de la cremallera [$V_{s.c} = f(s_{cr})$]. En la fig. 191 viene representada la variación de $V_{s.c}$ en función de la carrera de la cremallera, obtenida para el sistema de inyección de los motores Diesel YaMZ-236 a $n_1 = 1050$ rpm. A medida que disminuye el suministro cíclico la proporcionalidad directa entre éste y la carrera de la cremallera se altera cada vez más, lo que se debe al aumento de la influencia del estrangulamiento en las lumbreras del casquillo y a la disminución de la influencia de la compresibilidad del combustible.

Corrección de las características de velocidad de suministro de combustible. Con el objeto de incrementar el coeficiente de adaptación es deseable que el suministro cíclico de combustible aumente aproximadamente en el 10—15% con respecto al valor nominal, al reducir la velocidad desde n_{nom} hasta $n_{M.c}$. Por lo tanto, cuando en el motor Diesel se instalan bombas de combustible de alta presión con dosificación por corte es menester corregir las características de suministro.

La corrección de las características de suministro, en correspondencia con la fórmula (251), se consigue aumentando la carrera activa del émbolo buzo o a cuenta del crecimiento del coeficiente de suministro.

Al aplicar el primer método de corrección, la cremallera se desplaza adicionalmente hacia el lado en que incrementa el suministro de combustible, a medida que disminuye la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba. Con este fin, en el regulador se instala, por ejemplo, un mecanismo especial de corrección. El corrector mecánico, utilizado en el motor Diesel YaMZ-238 NB, está constituido del tope *6* (fig. 192) y el resorte *7* del corrector que se ubican en la palanca *8* del regulador. En el régimen nominal de funcionamiento (como se muestra en el esquema) el desplazamiento de la palanca *8* por acción de la fuerza P_{res} del resorte del regulador está limitado por el tope *9*. El resorte *7* del corrector en este caso está comprimido por la fuerza de las masas pendulares del regulador, que se transmite a través de un acoplamiento deslizable *4* al tope *6*. Cuando disminuye la frecuencia de rotación del motor, la fuerza centrífuga de las masas pendulares se reduce y el resorte del corrector desplaza el acoplamiento *4*. Simultáneamente la palanca *3* mueve la cremallera *1* de la bomba de combustible en la dirección mostrada por la flecha con línea llena, incrementando el suministro. El corrector funciona también en caso de suministros parciales. En este caso, el desplazamiento de la cremallera de la bomba se efectúa por acción de las fuerzas de los resortes del regulador y del corrector. El corrector cesa de funcionar cuando la fuerza de las masas pendulares $P_{m.p}$ del regulador resulte igual a la fuerza de la tensión previa del resorte *7* del corrector, lo que corresponde aproximadamente al régimen de velocidad para obtener el máximo torque del motor Diesel.

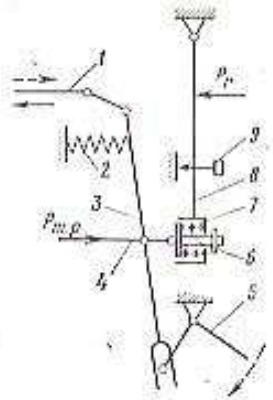


Fig. 192. Esquema de la instalación del corrector mecánico en el regulador del motor Diesel YaMZ-238NB

El resorte débil *2* del regulador mueve la cremallera *1*, incrementando el suministro en el régimen de arranque del motor Diesel. La abrazadera *5* sirve para cortar el suministro de combustible. Para este fin, ésta se gira en sentido horario.

Para corregir las características de suministro variando n_1, en algunas bombas, por ejemplo en la de los motores Diesel YaMZ-240 y YaMZ-240N, se utiliza una válvula impelente especial (véase la fig. 181, *b*). En las válvulas correctoras se emplea el fenómeno de estrangulación del combustible que surge cuando éste se derrama desde el espacio encima del émbolo buzo, a través del orificio lateral *6* de pequeño diámetro, al volumen del racor de la bomba durante la carrera de impulsión.

Al aumentar la velocidad de rotación, la presión en el espacio encima del émbolo buzo (debido a la estrangulación) y la altura a que se eleva la válvula se incrementan, lo que conduce a un aumento de la acción de descarga que efectúa la válvula en el proceso de encaje en su alojamiento. Como consecuencia de esto, al elevar la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba el suministro cíclico dentro de ciertos límites de variación de la velocidad disminuye.

La acción correctora de esta válvula impelente tiene lugar en todos los regímenes de funcionamiento del sistema de alimentación de combustible. En la fig. 189, *a* se ilustra con línea de trazos la función $V_{s.c} = f(n)$, estando la cremallera en la posición correspondiente al máximo suministro de combustible, para el caso en que se utilice la válvula impelente de corrección (curva *1'*). Como resultado de la acción correctora de la válvula impelente el máximo suministro es mayor que el correspondiente suministro en el régimen nominal de velocidad ($n_n = 1050$ rpm), en el 4,5 %. Para pequeños suministros (curvas *2* y *2'*), la posición de la cremallera se ha elegido de tal manera que asegure $V_{s.c} = 15$ mm³ en el régimen de vacío ($n_1 = 250$ rpm). En esta zona de velocidades el carácter de las curvas $V_{s.c} = f(n_1)$ difiere para los casos en que exista corrección y en ausencia de la misma. Cuando no hay corrección (curva *2*), el suministro cíclico decrece bruscamente al disminuir la velocidad de rotación, mientras que con corrección crece un poco (curva *2'*), lo que mejora la estabilidad de funcionamiento del motor Diesel a marcha en vacío.

§ 5. Cálculo del proceso de inyección y elección de los elementos del equipo de inyección para un motor Diesel

Existen dos métodos para calcular los sistemas de alimentación de combustible de los motores Diesel de vehículos. El primer método permite, para los parámetros elegidos del equipo de inyección, calcular la variación de la presión en cualquier punto del sistema, el movimiento de la válvula impelente de la bomba y del dispositivo de cierre de la bomba, la característica de inyección y el suministro cíclico. El segundo método de cálculo da la posibilidad de elegir los elementos constructivos del equipo de inyección para una característica de inyección prefijada.

Ambos métodos de cálculo están basados en la solución de las ecuaciones para el movimiento no estacionario de un fluido compresible no viscoso deducida por N. E. Zhukovsky.

Para determinar la forma de las ondas de presión directa e inversa en la tubería de impulsión se escriben las ecuaciones de las condiciones de frontera e iniciales para la bomba y el inyector, en las cuales deberán tenerse en cuenta las peculiaridades constructivas de estos elementos del equipo de inyección. Los sistemas de ecuaciones diferenciales obtenidos se resuelven aplicando métodos numéricos con pequeños pasos de integración, utilizando ordenadores. Las deducciones de estas ecuaciones y los métodos de su solución se dan en la literatura especial.

A continuación se examina solamente la determinación del suministro cíclico, que es el punto de partida para la elección de la carrera y el diámetro del émbolo buzo de la bomba de combustible. El suministro cíclico puede ser hallado de la expresión (253), si se conocen

el coeficiente de llenado, el coeficiente de exceso de aire y la densidad del aire en la admisión:

$$V_{s.c} = \frac{1}{l_0} \frac{\rho_k}{\rho_c} \frac{\eta_v}{\alpha} V_h,$$

donde $V_{s.c}$ viene en m³.

Si el suministro cíclico se calcula en mm³ y el volumen de trabajo del cilindro se mide en litros, entonces

$$V_{s.c} = \frac{10^6}{l_0} \frac{\rho_k}{\rho_c} \frac{\eta_v}{\alpha} V_h. \qquad (255)$$

Para los motores que se están diseñando es más cómodo calcular el suministro cíclico utilizando las magnitudes del consumo específico supuesto de combustible y de la presión media efectiva. En este caso el suministro cíclico será:

$$V_{s.c} = \frac{G_c}{(120n/\tau)\rho_c}, \qquad (256)$$

donde G_c es el consumo de combustible, en kg/h; n, la velocidad de rotación del motor, en rpm; ρ_c, la densidad del combustible, en kg/m³; $V_{s.c}$, en m³.

Sustituyendo los valores de G_c y N_e en la ecuación (256), obtendremos

$$V_{s.c} = (p_e g_e / \rho_c) V_h, \qquad (257)$$

donde p_e se da en Pa, g_e, en kg/(W·s), V_h en m³, ρ_c, en kg/m³, $V_{s.c}$, en m³.

De la expresión (256) ó (257) puede calcularse el suministro cíclico específico

$$v_{s.c} = V_{s.c}/V_h.$$

23. Características de las bombas de combustible de alta presión

Estructura de la bomba	Carrera del émbolo, mm	Diámetro del émbolo buzo, mm	Suministro cíclico máximo, mm³	Número de secciones en la bomba
A	8	(5), (6), (6,5), 7, 8, 8,5, 9, 10	25—150	1, 2, 3, 4, 6, 8, 12
B	10	(6,5), (7), 8, 8,5, 9, 10, 11, 12	35—250	1, 2, 4, 6, 8, 12
C	12	10, 12, 13, 14, 15, (17)	120—800	4, 6, 8, 12

Nota: Las dimensiones indicadas entre paréntesis no deben usarse para las bombas de combustible que están en diseño

El suministro cíclico por 1 litro de volumen de trabajo del cilindro para los motores sin sobrealimentación $g_{c.c} = 50 - 80$ mm³/l. En caso de emplear sobrealimentación estos valores deberán aumentarse proporcionalmente a la variación de p_c y g_c.

La bomba de combustible se elige usando el suministro cíclico (tabla 23), calculado por la ecuación (255) ó (257).

Aumentando el diámetro del émbolo buzo se reduce la duración del suministro geométrico y crece la presión de inyección.

Los parámetros constructivos del inyector y del pulverizador se escogen durante el proceso de pruebas del motor Diesel en el banco.

§ 6. Regulación de la velocidad del cigüeñal

El régimen de funcionamiento del motor de combustión interna queda definido por su carga y frecuencia de rotación del cigüeñal. Ambas características del régimen para cada motor pueden variar entre determinados límites de valores.

Para cada velocidad de rotación del motor existe una carga máxima que puede ser vencida. Su magnitud depende del estado del aire en la entrada al motor, del rendimiento volumétrico, del combustible empleado, de la calidad del proceso de trabajo y de las pérdidas mecánicas en el motor (véase el cap. IX). El límite inferior de la carga es nulo. El suministro de combustible en este caso se define por las pérdidas mecánicas.

En el motor Diesel el órgano de regulación del suministro de combustible es la cremallera de la bomba de combustible (en la bomba de dosificación por corte) o el estrangulador, que varía la sección de paso en la entrada a la sección de la bomba (en la bomba con estrangulación en la entrada). En el motor de carburador el órgano de regulación es la mariposa de gases, con ayuda de la cual varía la cantidad de mezcla aire-combustible que ingresa al cilindro.

La velocidad de rotación también puede variarse para cada motor entre determinados límites. El superior está generalmente limitado por las cargas inerciales y el desgaste de las piezas del motor, por el rendimiento mecánico, por el rendimiento volumétrico, así como por la calidad del proceso de trabajo y la intensidad térmica de las piezas del motor. El límite inferior de la velocidad de rotación depende del momento de volante del motor y de la estabilidad de los ciclos de trabajo, es decir, en fin de cuentas depende de la calidad del proceso de trabajo a baja velocidad de rotación. Para asegurar el funcionamiento más económico del motor se debe tender a disminuir la velocidad de rotación mínima tolerable durante el servicio.

En la fig. 193 se han representado la variación del torque de un motor de carburador y de un Diesel con bomba de combustible tipo distribuidor en función de la velocidad de rotación para diferentes posiciones del órgano de regulación. Los regímenes operacionales de los motores pueden encontrarse en las zonas rayadas.

Analicemos la estabilidad del régimen estacionario de funcionamiento del motor. Se denomina régimen *estacionario* (*uniforme*) a aquel cuya velocidad de rotación, carga y estado térmico del motor, en el transcurso del intervalo de tiempo examinado, son constantes. Semejante régimen resulta posible solamente en caso de que la potencia del motor sea igual a la del consumidor. Se denomina

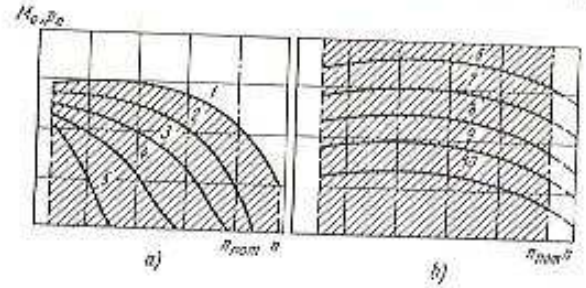


Fig. 193. Características de velocidad para diferentes posiciones de los órganos de regulación:
a — motor de carburador; *b* — Diesel; *1* — apertura completa de la mariposa de gases; *2* — *5* — aperturas parciales de la mariposa de gases; *6* — suministro total de combustible; *7* — *16* — suministros parciales de combustible

estabilidad la capacidad del motor en restablecer su régimen estacionario sin que se actúe sobre su órgano de regulación. En la fig. 194 se ilustran los regímenes estable (fig. 194, *a*) e inestable (fig. 194, *b*)

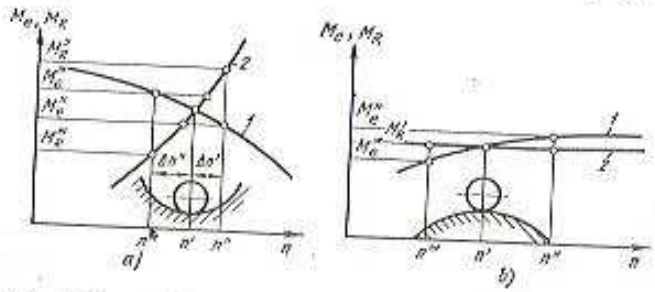


Fig. 194. Regímenes de funcionamiento estable e inestable del motor por analogía con las posiciones estable e inestable de la bola

de funcionamiento del motor. El régimen de funcionamiento del motor a la velocidad n' se determina por los puntos en que se cortan la característica del motor (curvas *1*) y la característica de resistencia (curvas *2*). Siendo el régimen estable (fig. 194, *a*) por alguna causa (por ejemplo, ausencia de explosión en uno de los cilindros) la velo-

cidad de rotación disminuye hasta n'', entonces el torque del motor será mayor que el momento de resistencia ($M'' > M''_R$). Puesto que el torque desarrollado por el motor es mayor que el momento de resistencia se restablece el régimen inicial. Por el contrario, si por algún motivo la velocidad de rotación del cigüeñal se incrementa hasta n', entonces el momento de resistencia será mayor que el torque desarrollado por el motor ($M'_R > M'_t$) y la velocidad del motor disminuirá automáticamente.

En el caso de que se combinen las características representadas en la fig. 194, *b*, cualquier pequeño incremento en la velocidad de rotación del motor provocará un aumento del torque M'_t, además éste resultará mayor que M'_R. Como resultado se producirá un aumento ulterior de la velocidad del motor. Por el contrario, cuando disminuye la velocidad de rotación el momento de resistencia será mayor que el torque desarrollado por el motor ($M''_R > M''_t$) y éste se parará. La estabilidad no puede considerarse en su conjunto solamente como propiedad del motor, ya que también depende de las características del consumidor.

La característica cuantitativa de la estabilidad es la diferencia $F = dM_R/dn - dM_t/dn$, conocida bajo la denominación de factor de estabilidad.

En el capítulo IX se ha mostrado que el torque en el motor de carburador disminuye, por lo general, con mayor rapidez que en el motor Diesel con bomba de combustible de dosificación por corte, para todas las posiciones del órgano de regulación, al aumentar la velocidad de rotación, además la mayor diferencia se observa a cargas parciales. Cuando no hay carga y la mariposa de gases está apenas abierta, la máxima velocidad de rotación resulta menor que la nominal (fig. 193, *a*). Por lo tanto, cuando la mariposa de gases está abierta parcialmente, un brusco e inesperado descenso de la carga del motor no conducirá a peligrosas consecuencias. Cuando la mariposa está totalmente abierta la velocidad de embalamiento del cigüeñal supera la nominal. La experiencia, sin embargo, muestra que un corto funcionamiento del motor de carburador con una velocidad en 30—50% mayor que la nominal es tolerable. Como consecuencia de esto, los motores de carburador para vehículos frecuentemente no poseen reguladores de la velocidad máxima de rotación. Solamente en caso de que, por condiciones de funcionamiento, sea necesario mantener entre estrechos límites la velocidad de rotación, en el motor de carburador se instala un regulador (por ejemplo, cuando el motor se utiliza para accionar generadores eléctricos, en tractores y vehículos de gran capacidad para facilitar el manejo de los mecanismos en caso de frecuentes y bruscas variaciones de carga). En los motores de camiones se utilizan limitadores de la velocidad máxima de rotación.

En el motor Diesel es necesario instalar un regulador de máxima velocidad de rotación, ya que para todas las posiciones del órgano de regulación la velocidad de embalamiento es considerablemente

mayor que la tolerable, como se desprende de las características de velocidad (véase la fig. 193, *b*). El aumento del régimen de velocidad por encima del nominal se limita no sólo por la resistencia mecánica de las piezas y subconjuntos del motor Diesel, sino que también por un brusco empeoramiento de la calidad del proceso de trabajo, especialmente a suministro máximo de combustible. Cuando se incrementa la velocidad de rotación del motor Diesel el regulador de la frecuencia máxima de rotación debe desplazar el órgano de regulación hacia el lado que corresponde a la disminución del suministro de combustible, limitando la máxima velocidad de rotación a marcha en vacío.

Gran importancia para el motor de vehículo tiene la estabilidad de funcionamiento a marcha en vacío y a baja frecuencia de rotación del cigüeñal. Este régimen tiene lugar durante el calentamiento del motor, en caso de cortas paradas, al cambiar las velocidades, etc.

El trabajo del motor a marcha en vacío se caracteriza por la igualdad de la energía desarrollada por el motor y la energía consumida para vencer las pérdidas mecánicas. En la fig. 195 se representan las curvas de variación de las pérdidas mecánicas y de la presión media indicada del motor en función de la velocidad de rotación. La posición del órgano de regulación en este caso no varía y corresponde al funcionamiento del motor a marcha en vacío con la velocidad de rotación n_1. Para el motor de carburador, en correspondencia con lo mencionado anteriormente, el régimen de funcionamiento es estable (fig. 195, *a*). Para el motor Diesel con bomba de dosificación por corte el régimen de funcionamiento resulta inestable (fig. 195, *b*) o poco estable. Como resultado de esto se hace indispensable el uso de un regulador de la velocidad mínima de rotación en el motor Diesel. Cuando decrece la velocidad de rotación del cigüeñal, el regulador desplaza el órgano de regulación de manera que se incremente el suministro cíclico. La presión media indicada respectivamente aumentará (curva *1*), lo que asegurará un funcionamiento estable del motor. En los motores Diesel para medios de transporte, por lo tanto, es necesario instalar un regulador que actúe sobre el trabajo del motor a máxima y mínima velocidades de rotación. Este regulador se denomina regulador de dos regímenes. Al regulador que actúa sobre el órgano de regulación en todas las velocidades del motor se lo conoce como *regulador todo régimen*.

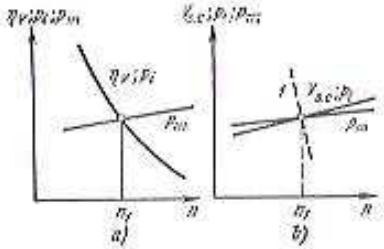


Fig. 195. Variación de las pérdidas mecánicas p_m y de la presión p_i en función de la velocidad de rotación n

El conjunto de elementos de acción recíproca que sirven para

mantener la velocidad del motor de combustión interna entre determinados límites se denomina *sistema de regulación automática* de la velocidad de rotación. Entregan este sistema el motor, el consumidor y el propio regulador, es decir, el órgano automático que detecta la desviación del parámetro de regulación (frecuencia de rotación) respecto a la magnitud predeterminada y genera la acción que elimina o disminuye esta desviación. El regulador consta de un elemento sensible que detecta la variación de la velocidad y reacciona al cambio, por lo general, desplazando respectivamente el acoplamiento vinculado con el órgano de regulación del motor.

En los motores de vehículos los que tienen mayor difusión son los reguladores de dos regímenes y los todo régimen de acción directa con enlace mecánico entre el elemento sensible y el órgano de regulación. En la fig. 196, *a* se muestra el esquema del regulador todo

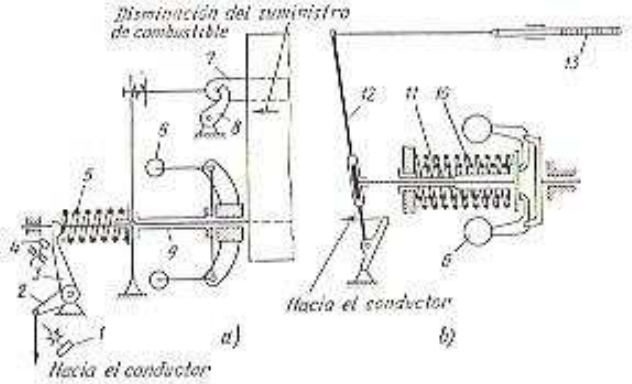


Fig. 196. Esquemas de los reguladores mecánicos:
a — de todo régimen; b — de doble régimen

régimen. Cuando aumenta la velocidad del motor crecen las fuerzas centrífugas de las masas pendulares *6*. Estas se separan y desplazan el acoplamiento *9*, que está presionado por la fuerza del resorte *5*. El desplazamiento del acoplamiento se transmite por un sistema de palancas a la cremallera *7* de la bomba de combustible, que se moverá en la dirección correspondiente a la disminución del suministro de combustible. El proceso transitorio termina cuando se logra una nueva posición de equilibrio del sistema.

El control del motor (variación de la gama de velocidades operacionales) se efectúa modificando la fuerza del resorte *5* cambiando la posición de la palanca *3*. En caso de aumentar la fuerza del resorte la posición de equilibrio del acoplamiento corresponderá a mayor velocidad de rotación. Para cada posición de la palanca *3* la cremallera de la bomba, en función de la carga, se instala en una de las posicio-

nes intermedias. Las velocidades máxima y mínima del motor se determinan por el mayor o menor apriete del resorte y se regulan con ayuda de los topes *4* y *1* de las palancas *2* y *3*. La palanca *8*, controlada por el conductor, sirve para parar el motor.

En la fig. 197, *a* se representan las curvas del torque del motor Diesel funcionando con un regulador todo régimen. Cada ramal de regulación de la característica (curvas *2—7*) corresponde a un determinado apriete del resorte *5* (véase la fig. 196, *a*). En correspondencia con la carga del motor el regulador varía automáticamente el torque desde el valor máximo (curva *1*, fig. 197, *a*) hasta cero, incrementándose un tanto la velocidad del cigüeñal.

Una particularidad del regulador de dos regímenes (véase la fig. 196, *b*) consiste en que durante el funcionamiento del motor en la zona de mínimas velocidades de rotación del cigüeñal, la fuerza

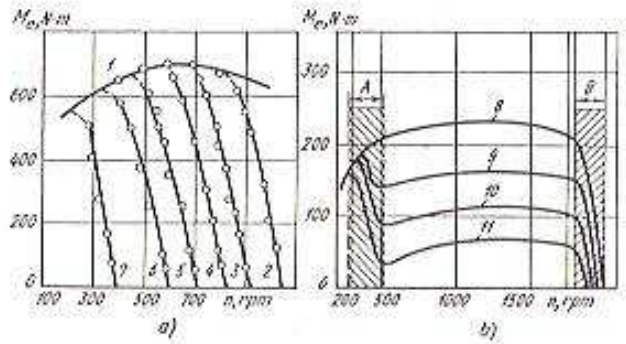


Fig. 197. Variación del torque del motor Diesel cuando funciona con reguladores de todo régimen (*a*) y doble régimen (*b*)

de las masas pendulares *6* se equilibra solamente por la fuerza del resorte exterior *10*. En un determinado intervalo de velocidades las masas pendulares se mantienen inmóviles, ya que su fuerza centrífuga resulta menor que la suma de fuerzas del resorte exterior y de la tensión previa del resorte interior *11* del regulador. En esta gama de velocidades del cigüeñal, el regulador no influye sobre el funcionamiento del motor, y el suministro de combustible se controla por el conductor con ayuda del pedal, un sistema de varillas, la palanca *12* y el órgano de regulación *13*. A una suficientemente elevada velocidad de rotación las masas pendulares comienzan a desplazarse comprimiendo ambos resortes, y el regulador nuevamente comienza a funcionar, disminuyendo el torque al elevar la velocidad de rotación.

En la fig. 197, *b* se representan las curvas del torque del motor funcionando con un regulador de dos regímenes. La curva *8* corres-

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIBLIOTECA

pondo a la característica externa de velocidad del motor Diesel, las curvas 9 . . . 11, a las características parciales de velocidad. En la zona A, al disminuir la velocidad de rotación, el torque bruscamente se incrementa, lo que se suscita por el desplazamiento de la cremallera *13* (véase la fig. 196,*b*) de la bomba hacia la dirección correspondiente al aumento del suministro por acción del resorte débil *16* del regulador, a medida que disminuye la fuerza centrífuga de las masas pendulares *6*. Semejante variación del par motor en la zona de pequeñas velocidades condiciona un funcionamiento estable a marcha en vacío del motor Diesel. En la zona B (fig. 197, *b*) el regulador disminuye el suministro de combustible a medida que se eleva la velocidad de rotación, como resultado de lo cual el torque del motor disminuye bruscamente y la velocidad no puede sobrepasar el valor tolerable. En el diapasón de regímenes de velocidad entre las zonas A y B el regulador no influye sobre la tendencia de las curvas del par motor.

El desarrollo de la curva de regulación depende de una serie de características, de las cuales las principales son:

1) la característica estática del regulador de frecuencia de rotación;

2) la característica de la transmisión mecánica desde el acoplamiento del elemento sensible del regulador hacia la cremallera de la bomba de combustible;

3) la característica del equipo de inyección del motor (véase el § 4 de este capítulo);

4) la característica estática del motor.

La variación de la velocidad angular de las masas pendulares en función de la carrera del acoplamiento se conoce como característica estática del regulador. El método para determinar esta característica se expone en la literatura especial sobre regulación.

La característica de la transmisión mecánica se traza en forma de una función entre la relación de transmisión y la carrera del acoplamiento. Con frecuencia la relación de transmisión se puede adoptar como constante.

Por característica estática del motor se entiende la variación del torque en función de la cantidad de combustible o mezcla suministrado. Se determina experimentalmente o se utilizan las características para los motores del mismo tipo.

El coeficiente de irregularidad y el grado de insensibilidad del sistema de regulación tienen gran importancia para las condiciones operacionales de un motor.

El coeficiente de irregularidad δ_r caracteriza la gama relativa de variación de la velocidad angular del cigüeñal cuando el motor funciona por el ramal de regulación de la característica de velocidad

$$\delta_r = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} 100\%,$$

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIBLIOTECA

donde ω_1 es la velocidad angular del cigüeñal a plena carga y en la posición adoptada del órgano de control del regulador; ω_2, la velocidad angular del cigüeñal cuando el motor funciona a marcha en vacío, manteniendo en la misma posición el órgano de control del regulador; ω_m, la velocidad angular media.

Las características y las dimensiones constructivas del equipo de inyección se utilizan para determinar el desplazamiento del órgano de regulación al variar la carga desde el valor máximo hasta cero. Valiéndose de la característica de la transmisión mecánica para el desplazamiento del órgano de regulación puede calcularse la carrera nominal del acoplamiento. Después, partiendo de la característica estática del regulador se calcula δ_r.

Con el decrecimiento de la velocidad de rotación se incrementa el coeficiente de irregularidad, ya que para un mismo desplazamiento del acoplamiento, y por lo tanto, siendo constante la rigidez del resorte, para una misma variación de la fuerza del resorte del regulador, a la velocidad menor de rotación, corresponde un mayor diapasón de variación de la velocidad angular de las masas pendulares.

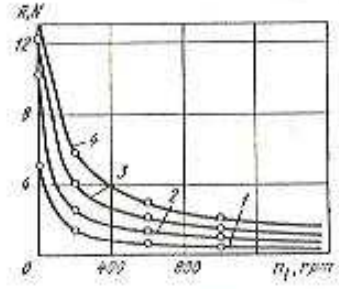


Fig. 198. Relación entre la fuerza R de resistencia al movimiento de la cremallera de la bomba y la velocidad de rotación n_1 para diferentes números de elementos o secciones de la bomba:
1 — un elemento; *2* — dos elementos; *3* — cuatro elementos; *4* — seis elementos

El grado de insensibilidad ε_r del sistema de regulación generalmente se evalúa por el valor relativo del ancho de la zona de insensibilidad en el ramal de regulación de la característica de velocidad:

$$\varepsilon_r = \frac{\omega'' - \omega'}{\omega'_m} \approx \frac{R}{E},$$

donde $\omega'' - \omega'$ es la gama de velocidades angulares del cigüeñal, en la cual el órgano de regulación se mantiene inmóvil debido a la existencia de fricción en el sistema; ω'_m, la velocidad angular media del cigüeñal en dicha gama; $\omega'_m = (\omega' + \omega'')/2$; R, la fuerza resultante de fricción en el sistema, reducida al acoplamiento del regulador; E, la fuerza del resorte del regulador (fuerza restablecedora del regulador).

En la fig. 198 se muestra la variación de la fuerza de resistencia al movimiento de la cremallera en función de la velocidad de rotación del árbol de levas para diferentes números de secciones en la bomba de distribuidor. Se infiere que a medida que disminuye la velocidad de rotación la fuerza de resistencia crece; además, simultáneamente disminuye la fuerza restablecedora E del regulador.

En resumidas cuentas, al disminuir la velocidad angular, el grado de insensibilidad crece considerablemente. Esto origina determinadas dificultades para el funcionamiento de los sistemas de regulación.

La disminución del coeficiente de irregularidad a bajas velocidades de rotación se consigue utilizando masas pendulares en el regulador cuya característica sea de pendiente suave, varios resortes o un resorte de rigidez variable, eligiendo la tendencia correspondiente de variación del brazo que transmite la fuerza del resorte hacia el acoplamiento del regulador, etc.

Los principales medios para disminuir ε_r consisten en elevar la calidad de fabricación de las piezas y aumentar E.

Se puede elevar la precisión de regulación, utilizando los reguladores de acción indirecta, en los cuales el órgano de regulación se desplaza por medio de un servomotor. El servomotor a su vez, se controla por una válvula de distribución sobre la cual actúa el elemento sensible del regulador. Los reguladores de acción indirecta tienen una estructura más compleja que los reguladores de acción directa; por eso se instalan raramente en los motores Diesel para automóviles.

Además de elementos sensibles mecánicos se utilizan también elementos neumáticos e hidráulicos.

CAPÍTULO XV

Formación de la mezcla en el motor Diesel

§ 1. Generalidades

La formación de la mezcla en el motor Diesel se realiza entre el final de la carrera de compresión y el comienzo de la carrera de expansión y transcurre en un corto intervalo de tiempo, correspondiente a 20—60° del ángulo de rotación del cigüeñal. La mezcla aire-combustible se forma en el período del retraso a la inflamación y en las diversas fases del proceso de combustión.

Es necesario tener en cuenta que hay cierta contradicción en los requisitos que se plantean ante la formación de la mezcla durante el período del retraso a la inflamación y en el proceso de combustión. Durante este período no es una cuestión indispensable que haya una distribución uniforme del combustible en el volumen de aire. Es más, las mezclas homogéneas poseen mayores períodos de retraso a la inflamación que las heterogéneas. Debido a la distribución irregular del combustible en la cámara de combustión del motor Diesel resulta posible la inflamación de las mezclas cuyo coeficiente de exceso de aire total es mayor que cuando el motor funciona en vacío ($\alpha > > 6{,}0$).

Ultimamente se han propuesto métodos de formación de la mezcla en los que se prevé reducir la velocidad de formación de la mezcla de trabajo en el período inicial. Esto es necesario para disminuir la cantidad de mezcla aire-combustible preparada para la combustión y de esa manera reducir la velocidad de desprendimiento del calor y el acreceptamiento de la presión en la primera fase de la combustión.

En el proceso de combustión y, especialmente en sus últimas fases (θ_{II} y θ_{III}), se tiende a homogeneizar la composición de la mezcla de trabajo en el volumen de la cámara para utilizar con mayor plenitud el oxígeno del aire y, por consiguiente, obtener la posibilidad de elevar p_e y la potencia específica del motor Diesel.

La formación de la mezcla incluye una serie de procesos físicos: el fraccionamiento del chorro en gotas (pulverización), el calentamiento y la vaporización del combustible y su distribución por la cámara de combustión. La mayoría de estos procesos transcurre

simultáneamente. El calentamiento y la vaporización del combustible se producen a cuenta de la energía calorífica de la carga gaseosa, cuyos parámetros al final de la carrera de compresión, cuando el motor funciona sin sobrealimentación, se caracterizan por las siguientes magnitudes: presión 3,5—5,5 MPa, temperatura 700—900 K. La densidad del aire en la cámara de combustión de un motor Diesel sin sobrealimentación supera la densidad del medio ambiente en 12—14 veces. Después del inicio de la combustión visible, la temperatura y presión en la cámara se incrementan, lo que bruscamente acelera los procesos de calentamiento y vaporización de las gotas.

En la cámara de combustión el combustible se distribuye gracias a la energía cinética del chorro de combustible E_c y de la carga de aire en movimiento E_a. La energía total que puede utilizarse para la formación de la mezcla es

$$E_m = E_c + E_a.$$

En función del método empleado para formar la mezcla y de la forma de la cámara de combustión se presentan diversos requisitos a las energías cinéticas E_c y E_a.

En los modernos motores Diesel para vehículos se utilizan fundamentalmente los siguientes métodos de formación de la mezcla: volumétrico, pelicular y mixto. En algunos casos el tipo y el desarrollo del proceso de formación de la mezcla en el motor Diesel se determinan por las peculiaridades constructivas de la cámara, por eso a continuación se estudian las estructuras de las principales cámaras de combustión en los motores Diesel y los métodos de formación de la mezcla aplicados en ellas.

§ 2. Pulverización del combustible y sus parámetros

En caso de que en un motor Diesel la formación de la mezcla sea volumétrica y mixta, el chorro de combustible que sale del pulverizador deberá descomponerse en finas gotas, cuyas dimensiones se encuentran entre los límites de 5—40 μm para asegurar una rápida combustión. Las gotas más grandes, que generalmente se forman al final de la inyección, pueden demorar el proceso de combustión y contribuir a la generación de carbonilla. Las gotas demasiado pequeñas (hasta 10μm) se evaporan cerca de la boquilla del inyector, lo que dificulta la utilización del aire en los puntos más alejados de la cámara de combustión.

La pulverización del combustible tiene lugar por acción de las perturbaciones iniciales que surgen durante el movimiento del combustible en los canales del pulverizador y por las fuerzas de resistencia aerodinámica del medio gaseoso, hacia el cual se inyecta combustible.

El chorro al fraccionarse se disgrega en partículas separadas, en películas y en hilos delgados, los cuales moviéndose en el medio gaseoso, se deforman por efecto de las fuerzas aerodinámicas y de

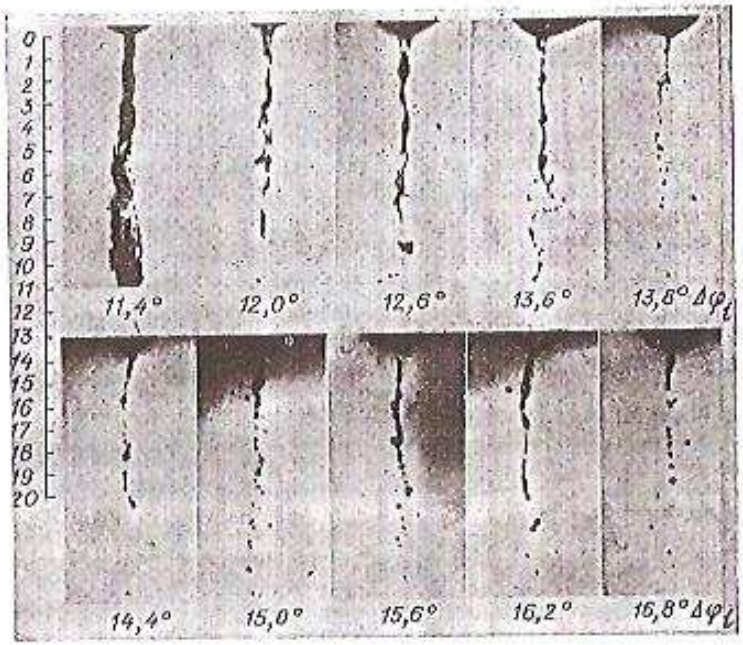


Fig. 199. Fraccionamiento del chorro que sale desde un pulverizador a pequeñas velocidades:
$\Delta\varphi_t$ — ángulo de rotación de la leva desde el inicio de la inyección

la tensión superficial, adquiriendo la forma de una esfera (gota). En la fig. 199 se muestra un chorro de combustible en estado de disgregación que se derrama de la tobera del pulverizador al final del proceso de inyección, cuando la salida es a bajas velocidades ($v_c < < 30$ m/s).

Siendo elevadas las velocidades de salida, el proceso de disgregación del chorro (denominado en este caso pulverización o atomización) transcurre con mayor intensidad en la cercanía de la tobera, formándose una gran cantidad de gotitas finas.

El fraccionamiento de las gotas continúa hasta que las fuerzas de tensión superficial resulten mayores que las fuerzas totales que originan la disgregación del chorro. En la fig. 200 se ilustran las foto-

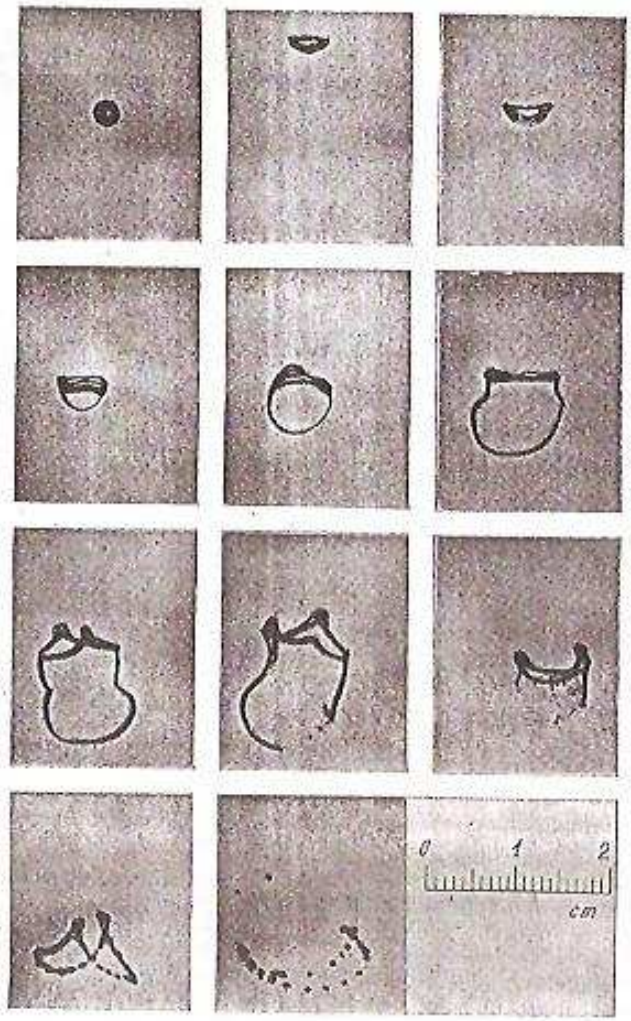


Fig. 200. Fotografías de una gota que se desintegra por acción de las fuerzas de resistencia aerodinámica

grafías de una gota que se deforma y se disgrega por acción de las fuerzas aerodinámicas.

Las velocidades de las partículas de combustible en la sección del chorro y en determinados instantes de la inyección difieren. También resultan distintas las condiciones de movimiento de las gotas en la cámara, lo que conduce a un fraccionamiento desuniforme del chorro. Como resultado de esto se forman gotas cuyos diámetros varían entre amplios límites.

Las velocidades de calentamiento y vaporización de las gotas —a igualdad de condiciones— dependen de la superficie total del combustible y de la masa (volumen) de cada partícula, es decir, del diámetro de las gotas. Por eso, la calidad de la pulverización queda caracterizada por el diámetro de las gotas. Durante el fraccionamiento del chorro, como ya se indicó anteriormente, se forman gotas de diversos diámetros, lo que dificulta la evaluación de la pulverización según sus tamaños reales.

La calidad de la pulverización se evalúa por el diámetro medio de las gotas. Para su cálculo el conjunto de gotas, obtenido como resultado del fraccionamiento del chorro, se sustituye por gotas que tienen un mismo diámetro medio.

En calidad de diámetros medios los que más ampliamente se utilizan son el diámetro volumétrico medio d_{vm} y el diámetro medio de las gotas d_z según Zauter. El primero se determina partiendo de la igualdad entre el número y el volumen total de las gotas de dimensiones reales y medias. Se utiliza para evaluar la calidad de la pulverización, la masa de la gota de dimensión media y el número real de gotas.

El diámetro medio según Zauter se determina igualando las superficies y los volúmenes (masas) de las gotas de dimensiones reales y medias. Este diámetro permite evaluar el área total del combustible pulverizado. La disminución de los diámetros medios de las gotas indica el mejoramiento de la finura de pulverización del combustible.

Los diámetros medios de las gotas no pueden caracterizar la homogeneidad de las dimensiones de las gotas, obtenidas durante la pulverización. Para evaluar la homogeneidad y, simultáneamente, la finura de la pulverización se utilizan relaciones gráficas entre los diámetros de las gotas y su contenido relativo. Estas funciones se denominan *características de pulverización*.

Al construir las características totales, en el eje de abscisas se trazan los diámetros de las gotas y en el eje de ordenadas, la relación entre el volumen (masa) de las gotas que tienen diámetros desde el mínimo hasta uno dado y el volumen (masa) de todas las gotas

$$\Omega = \sum_{1}^{i} m_{g\,i}/m_{\Sigma} = \sum_{1}^{i} V_{g\,i}/V_{\Sigma},$$

donde V_{gi}, m_{gi} son el volumen y la masa de la i-ésima gota; V_{Σ}

y m_g, el volumen y la masa totales de las gotas. Cuanto más inclinada sea y más cerca del eje de ordenadas esté la característica total de pulverización (curva *1* en la fig. 201), tanto más fina y homogénea será la pulverización del combustible.

Las características de pulverización pueden trazarse también en forma de polígonos de frecuencia *2* (diagramas de distribución) de los volúmenes (masas) individuales de gotas. Aquéllas se obtienen ya sea diferenciando las características totales de pulverización o bien a partir de los histogramas de distribución determinados experimentalmente. Cuanto menores sean los diámetros máximos de las gotas y cuanto más cerca del eje de ordenadas resulte el punto máximo del polígono de frecuencias, o del diagrama de distribución, así como cuanto más alto sea dicho máximo, tanto más homogénea y más fina será la pulverización del combustible.

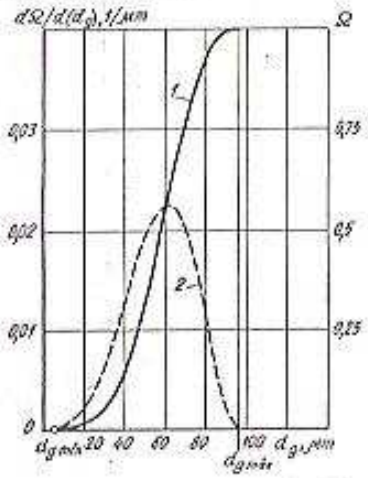


Fig. 201. Característica total de la pulverización y curva de las frecuencias

Las características de pulverización para diferentes finura y homogeneidad de pulverización del combustible se ilustran en la fig. 202. Las curvas *1* y *4*, puesto que están cerca del eje de las ordenadas y poseen una gama pequeña de variación de los diámetros de las gotas, corresponden a una pulverización fina y homogénea. El polígono de distribución (curva *4*) tiene un máximo muy visible. El diámetro volumétrico medio $d_{v.m}$ de las gotas para este caso de pulverización es de 24,2μm. Las curvas *3* y *6* corresponden a una pulverización gruesa y heterogénea. El diámetro volumétrico medio de las gotas en este caso es 105,5μm, es decir, empeora considerablemente la finura de pulverización.

La calidad del proceso de pulverización depende de la velocidad de las partículas de combustible, de las propiedades físicas del mismo y del medio gaseoso y de las particularidades constructivas de los pulverizadores.

La finura y la homogeneidad de pulverización mejoran cuando se incrementa la velocidad de las partículas de combustible, es decir, la velocidad de salida del combustible desde los orificios-toberas del pulverizador. Esta velocidad queda definida por la presión de inyección y varía durante este proceso, en concordancia con la característica de inyección.

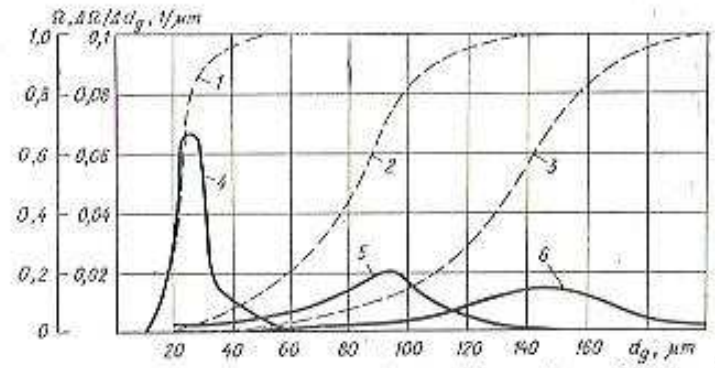


Fig. 202. Características totales de la pulverización y polígonos de frecuencias para diferentes instantes de inyección (equipo de inyección del motor Diesel YaMZ-236; $n_1 = 1050$ rpm; $V_{s.c} = 115{,}5$ mm³:
1 y 4 — $\varphi_1 = 40{,}5°$; $p_p = 47{,}7$ MPa; $d_{v.m} = 24{,}2$ μm; 2 y 5 — $\varphi_1 = 44{,}5°$; $p_p = 7{,}5$ MPa; $d_{v.m} = 51$ μm; 3 y 6 — $\varphi_1 = 38{,}5°$; $p_p = 5{,}0$ MPa; $d_{v.m} = 105{,}5$ μm

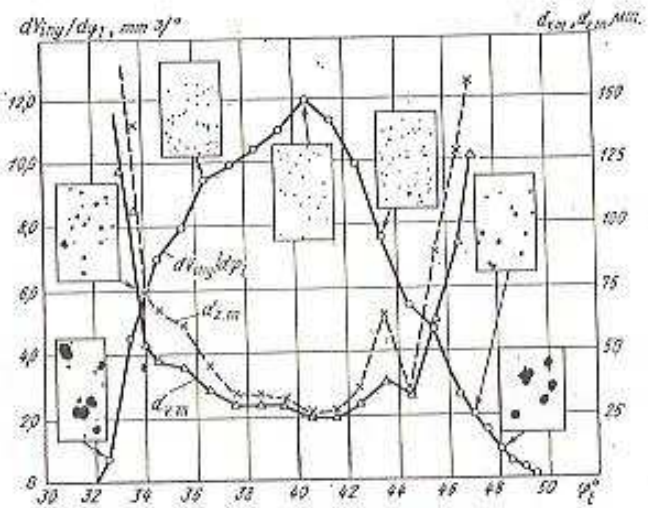


Fig. 203. Variación del diámetro volumétrico medio $d_{v.m}$ y del diámetro medio de las gotas según Zauter $d_{z.m}$ durante el proceso de inyección para el sistema de alimentación del motor Diesel YaMZ-236 ($n_1 = 1050$ rpm):
$V_{s.c} = 115{,}5$ mm³; $d_{cr} = 0{,}32$ mm

De la fig. 203 se infiere que los diámetros medios de las gotas se encuentran en relación inversa respecto a la velocidad de salida del combustible desde el pulverizador y varían a medida que se suministra el combustible.

Aumentando el régimen de velocidad del motor y el suministro cíclico de combustible se eleva la presión de inyección y, por lo tanto, crecen las velocidades de salida del combustible desde los orificios, lo que condiciona una pulverización más fina.

La elevación de la densidad del medio hacia el cual se efectúa la inyección, incrementa la resistencia al movimiento de las gotas y contribuye a su fraccionamiento. Sin embargo, al elevar la densidad de dicho medio, disminuye más rápidamente la velocidad de las gotas y éstas no tienen tiempo a adquirir una forma inestable. Tales gotas no se fraccionarán. Los experimentos muestran que con el aumento de la densidad del medio gaseoso la finura de la pulverización varía insignificantemente.

Las propiedades físicas del combustible influyen considerablemente sobre la disgregación del chorro y las dimensiones de las gotas. Las fuerzas de fricción interna reducen las perturbaciones en el flujo durante su movimiento en el pulverizador; en consecuencia, con el aumento de la viscosidad empeoran la finura y uniformidad de pulverización del combustible. Las fuerzas de tensión superficial estabilizan el chorro y las gotas, pero contribuyen al fraccionamiento de las películas e hilos. Con el incremento de las fuerzas de tensión superficial la finura de pulverización empeora en menor medida que al crecer las fuerzas de fricción interna. La densidad del combustible influye poco sobre la pulverización y las dimensiones de las gotas.

Entre los parámetros constructivos del pulverizador que más influyen en la pulverización figuran la relación entre la longitud l_{or} del orificio-tobera y su diámetro d_{or}. Las gotas más menudas resultan cuando la relación $l_{or}/d_{or} = 3 - 4$. En caso de crear alteraciones previas en el combustible durante su movimiento por los canales del pulverizador mejorará la pulverización.

§ 3. Desarrollo del dardo de combustible

Característica del dardo. Como resultado del fraccionamiento del chorro de combustible aparece un gran número de gotas en movimiento que dan origen al dardo. El número total de gotas que se forman durante la pulverización del combustible alcanza $0{,}5 \cdot 10^6 \ldots 20 \cdot 10^6$. La distribución de las gotas en el dardo (según su número y tamaño) es bastante desigual, por lo tanto, el dardo tiene una estructura heterogénea. La velocidad de las gotas de combustible y su cantidad se incrementan a medida que se acercan al eje del dardo.

En la parte frontal del dardo tiene lugar el frenado más rápido de las gotas, debido a que durante su movimiento encuentra la mayor resistencia aerodinámica del medio. El dardo se desplaza gracias

a que en su frente delantero las gotas frenadas todo el tiempo se reemplazan por otras nuevas que poseen suficiente reserva de energía.

La energía cinética de las gotas se transmite al aire circundante, el cual también parcialmente penetra al interior del dardo, originando un flujo turbulento. Este contribuye al mezclado de las gotas finas y vapores de combustible en las capas exteriores del dardo, así como disminuye la resistencia ejercida al movimiento de las gotas, formadas como resultado del suministro de combustible en las fases media y final de la inyección.

En la fig. 204 se representa el esquema del dardo y la distribución de las partículas de combustible en sus secciones transversales a diferentes distancias del orificio-tobera. La determinación de la estructura del dardo, es decir, la distribución de las partículas de

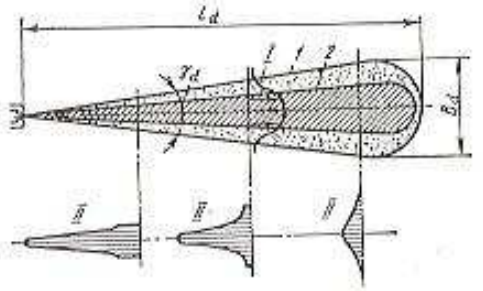


Fig. 204. Esquema de un dardo de combustible:
I — velocidad del combustible en la sección transversal del dardo; *II* — distribución del combustible en las secciones transversales del dardo; *1* — capas externas del dardo; *2* — capas internas del dardo

combustible en él, a medida que se desarrolla el dardo, resulta suficientemente complicada. Por lo común se determina solamente la cantidad de combustible por unidad del ángulo sólido del dardo o por unidad del área de la sección transversal del dardo durante toda la inyección.

Para el pulverizador de tetón la estructura del dardo difiere considerablemente de la mostrada en la fig. 204. La presencia del tetón conduce a que las gotas de combustible se dispongan en la superficie externa del cono, mientras que el centro del dardo está lleno de aire.

El dardo se caracteriza además de por su estructura por las siguientes medidas geométricas (fig. 204): longitud (penetración) L_d, ancho B_d y ángulo del cono γ_d. El desarrollo del dardo se evalúa a través de la velocidad de su frente delantero w_d. Las magnitudes que caracterizan el desarrollo del dardo varían a medida que se inyecta el combustible, es decir, con el tiempo. Este desarrollo del dardo cuando se inyecta combustible a un medio gaseoso inmóvil se muestra en la fig. 205. Las fotografías del dardo han sido obtenidas

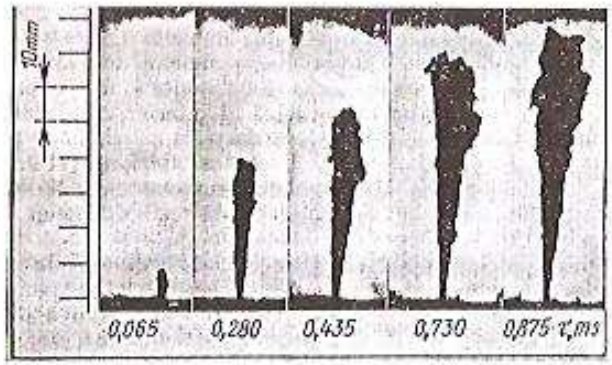


Fig. 205. Fotografías del dardo de combustible a diferentes fases de la inyección ($n_1 = 2050$ rpm, $V_{s.c} = 78$ mm³, $d_{or} = 0{,}5$ mm)

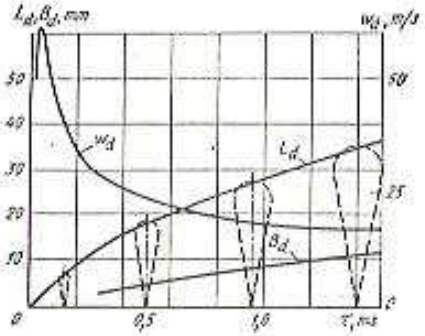


Fig. 206. Variación de los parámetros del dardo con el tiempo

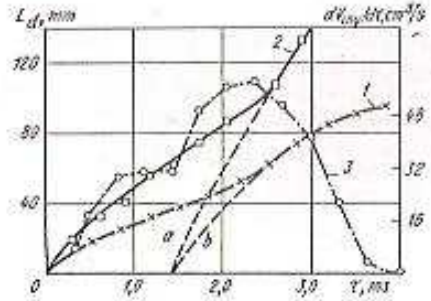


Fig. 207. Curvas de la penetración del dardo y característica de inyección (sistema de alimentación del motor Diesel YaMZ-236, $n_1 = 550$ rpm, $V_{s.c} = 115{,}0$ mm³):
1 — $p_{med} = 1{,}5$ MPa; *2* — $p_{med} = 0{,}1$ MPa; *3* — característica de inyección

aplicando el método sombreado al iluminar por medio de la descarga de una chispa. La variación de las dimensiones geométricas del dardo en tiempo se muestra en la fig. 206. La velocidad del frente delantero del dardo w_d disminuye, la penetración L_d y el ancho B_d se incrementan a medida de su desarrollo.

Influencia de diversos factores sobre el desarrollo y la estructura del dardo. Uno de los principales factores que determina la penetración del dardo es la energía cinética del combustible que sale del pulverizador. Esta depende de la masa y de la velocidad de salida, las cuales se definen por la presión de inyección (característica de inyección) y por la sección de paso de los orificios de la boquilla. Por eso, la característica de inyección influye en el desarrollo y en

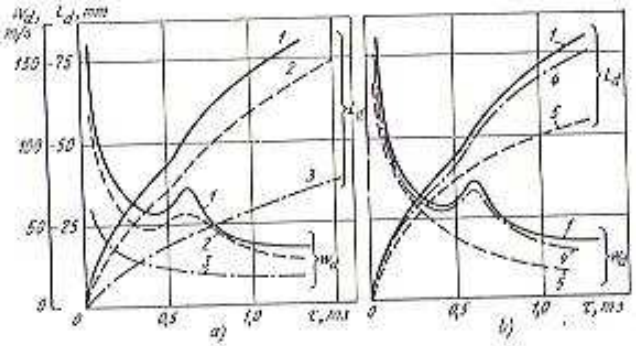


Fig. 208. Variación de w_d y L_d para distintos regímenes de funcionamiento del equipo de inyección del motor Diesel YaMZ-236 ($p_{med} = 1{,}5$ MPa):
a — $V_{s.c} = 115{,}0$ mm³ = const; *b* — $n_1 = 1800$ rpm = const; *1* — $n_1 = 1050$ rpm; *2* — $n_1 = 850$ rpm; *3* — $n_1 = 550$ rpm; *4* — $V_{s.c} = 80$ mm³; *5* — $V_{s.c} = 30$ mm³

la penetración del dardo. La comparación de las curvas *1* y *2* de la penetración del dardo (fig. 207) con la característica de inyección *3* nos muestra que al variar la velocidad de salida del chorro (aumento de $dV_{iny}/d\tau$) cambia el desplazamiento del frente delantero del dardo.

Cuando se incrementa la energía cinética de las partículas de combustible, dentro del dardo aparecen nuevas acumulaciones de gotas que se desplazan más rápidamente hasta alcanzar el frente delantero del dardo, con lo que aumenta la penetración y la velocidad de desplazamiento de dicho frente. En la fig. 207 se muestran, con líneas de trazos, las trayectorias del movimiento de las acumulaciones de gotas dentro del dardo, desde el instante en que varía la velocidad de suministro del combustible por la tobera hasta que alcanzan el frente delantero del dardo. Las curvas *2* y *a* caracterizan el movimiento de las gotas en el medio ambiente; las curvas *1* y *b* —en un medio gaseoso de gran densidad.

El aumento de la frecuencia de rotación del cigüeñal y del suministro cíclico originan el incremento de la energía cinética del chorro de combustible en la salida del pulverizador y, por consiguiente, también se eleva la penetración del dardo. Las curvas de penetración y de velocidad del frente delantero w_d del dardo en función de los regímenes de funcionamiento del equipo de inyección del motor Diesel YaMZ-236 se representan en la fig. 208.

Cabe señalar que la velocidad de desplazamiento del dardo para suministros plenos y medios de combustible ($V_{t.c}$ igual a 115 y 80 mm³) es lo suficiente elevada. El dardo tiene tiempo de recorrer un camino igual a 50 mm en un tiempo que corresponde al ángulo de rotación del árbol de levas $\varphi_t = 4 - 7°$. Durante este tiempo se inyecta cerca de 1/3 del combustible suministrado por ciclo.

Al aumentar el diámetro de los orificios-toberas, manteniendo constante la sección de paso total ($\mu_c f_o$ = const), la penetración del dardo se incrementa (fig. 209). Esto se explica por el hecho de que aumenta la masa de combustible que sale del orificio y, por lo tanto, su energía cinética.

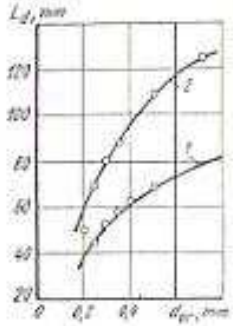


Fig. 209. Variación de la penetración del dardo L_d en función del diámetro del orificio d_{or}:
1 — 0,001 s después de iniciada la inyección; 2 — 0,003 s después de iniciada la inyección (n_t = 800 rpm, p_p = 20 MPa, p_{cont} = 1,5 MPa; el área total de los orificios es constante)

La densidad del medio gaseoso influye sustancialmente en la penetración del dardo. Al elevar la densidad del medio, se reduce bruscamente la penetración del dardo (véanse las curvas 1 y 2 de la fig. 207). Simultáneamente cuando disminuye la penetración del dardo aumenta su ancho y el ángulo del cono.

Para el caso del pulverizador de tetón, al elevar la densidad del medio gaseoso, disminuye el ángulo del cono del dardo y su ancho. Esto se explica porque con el pulverizador de tetón se obtiene un dardo hueco lleno de gas por dentro. El gas es arrastrado por las partículas en movimiento del combustible, como resultado de lo cual la presión dentro del dardo disminuye y en tanto mayor grado cuanto más alta sea la densidad del gas. Por efecto de la presión el dardo se comprime.

La uniformidad de distribución del combustible en el dardo mejora con el aumento de la densidad del medio y de la velocidad de salida del combustible desde los orificios. La existencia de una previa turbulencia del combustible en el pulverizador contribuye a una distribución más uniforme del combustible en el dardo.

Todos los datos examinados que influyen sobre la dinámica del desarrollo del dardo se refieren a la inyección de combustible a un

medio estático. Si el aire en la cámara de combustión del motor Diesel posee un movimiento turbulento esto puede influir considerablemente en el desarrollo y en la estructura del dardo.

La dirección del movimiento del dardo no cambia en caso de inyección a un medio gaseoso estático (fig. 210, *a*). Cuando el gas se mueve perpendicularmente al dardo de combustible (fig. 210, *b*), las capas externas se destruyen y son arrastradas en dirección del flujo de gas, el dardo resulta asimétrico y su eje se encorva. Si el desarrollo del dardo tiene lugar en una cámara de turbulencia (fig. 210, *c*) éste se encorva y parte del combustible irá a parar a la

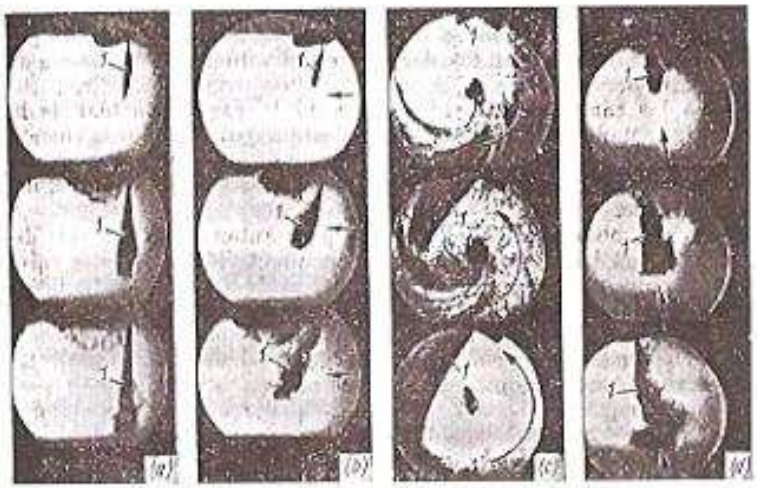


Fig. 210. Fotografías que muestran el desarrollo del dardo de combustible durante la inyección:
1 — dardo de combustible

pared. Las gotas menudas, que se encuentran en las capas externas del dardo, se arrastran por el flujo de gas hacia la zona donde comienza la ignición del combustible. Cuando el dardo de combustible se inyecta al encuentro del gas (fig. 210, *d*), en la antecámara de pequeña caída de presión aquél se encorva, sus capas externas se mullen y las gotas que se encuentran en ellas son arrastradas por el flujo a la zona superior de la antecámara.

Cabe señalar también que con el crecimiento de la frecuencia de rotación, es decir, elevando la velocidad del gas en la cámara de combustión se incrementa la influencia del flujo del gas sobre el desarrollo del dardo.

§ 4. Formación de la mezcla en las cámaras de combustión no separadas

La cámara no separada (se suele llamar también de inyección directa) es una cavidad única encerrada entre la culata y el pistón. Esta cavidad generalmente se forma gracias a un hueco que tiene el pistón o a veces situada en la culata del motor. La configuración de las cámaras de inyección directa es muy variada. Algunos de los más difundidos tipos de estas cámaras se muestran en la fig. 211.

Formación volumétrica de la mezcla. Al aplicar este método, el combustible se inyecta directamente a la cámara de combustión. La composición irregular de la mezcla, necesaria para reducir el retraso de la inflamación, se obtiene debido a la distribución irregular del combustible en los dardos y en el volumen de la cámara de combustión.

En las cámaras de inyección directa la parte principal de la energía gastada para formar la mezcla está constituida por la energía cinética que obtiene el combustible durante la inyección. La energía del torbellino de aire en estas cámaras es menor que la energía del combustible.

En los motores Diesel soviéticos para automóviles las más difundidas son las cámaras de inyección directa con cavidades en el pistón, cuya configuración corresponde a la forma del dardo de combustible. El inyector, en este caso, se coloca en el eje del cilindro. La boquilla del inyector tiene de cinco a siete orificios-toberas de relativamente pequeño diámetro ($d_{of} = 0{,}15 - 0{,}35$ mm). La cámara de este tipo (fig. 211, *a* y *b*) se utiliza en los motores Diesel de dos tiempos YaMZ-204 y YaMZ-206, así como en los motores D12A que se instalan en automóviles de gran capacidad. A pesar del gran número de dardos de combustible, al no haber movimiento rotacional de la carga en la cámara de combustión, el aire entre los dardos se emplea insuficientemente. En este caso el mínimo coeficiente de exceso de aire alcanzable resulta $\alpha_{mín} \geqslant 1{,}5$.

La formación de la mezcla mejora al originar un movimiento tangencial giratorio del aire en la cámara de combustión. El movimiento giratorio del aire —como se ha indicado anteriormente— se obtiene durante el proceso de admisión de la carga fresca al cilindro.

La intensidad del movimiento giratorio del aire en la cámara de combustión deberá concordarse con el número y el diámetro de los orificios del pulverizador y con la característica de inyección del combustible. Siendo elevada la velocidad de rotación del torbellino, el vapor de combustible, las gotas finas y los productos de la combustión pasan de la zona de un dardo a la de otro. Esto empeora la formación de la mezcla, disminuye la presión media efectiva, aumenta el consumo específico de combustible y provoca la emisión de humos. Se considera que, durante la inyección, el ángulo en que gira el aire en la cámara de combustión debe ser igual al ángulo entre

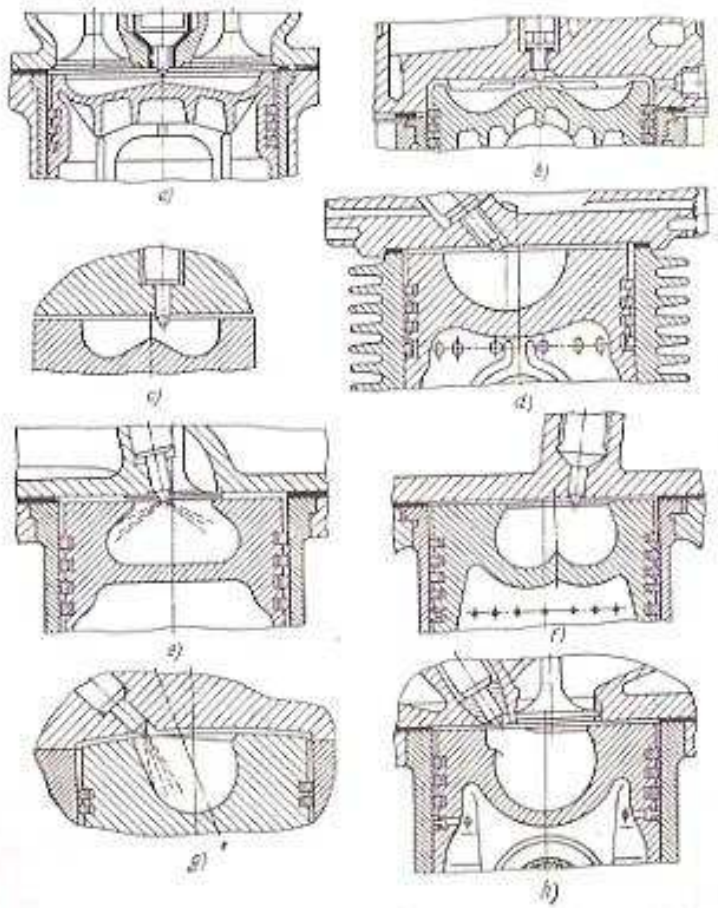


Fig. 211. Cámaras de inyección directa de los motores Diesel:
a — YaMZ-204; *b* — D12A; *c* — YaMZ-236; *d* — D-37M; *e* — TaNID2; *f* — Tatra; *g* — Deutz; *h* — MAN

los ejes de los dardos de combustible vecinos restando el ángulo del cono del dardo.

En la fig. 212 se muestran las curvas de la presión media efectiva p_e en función de la intensidad relativa del torbellino $\bar{\omega}$. Estas funciones se han obtenido experimentalmente en una instalación monocilíndrica y en equipos no motorizados. La primera tenía un diámetro $D_c = 125$ mm y $S = 110$ mm. $n = 2400$ rpm. El número de orificios-toberas del pulverizador al realizar los ensayos era variable, mientras que la sección de paso total se mantenía constante.

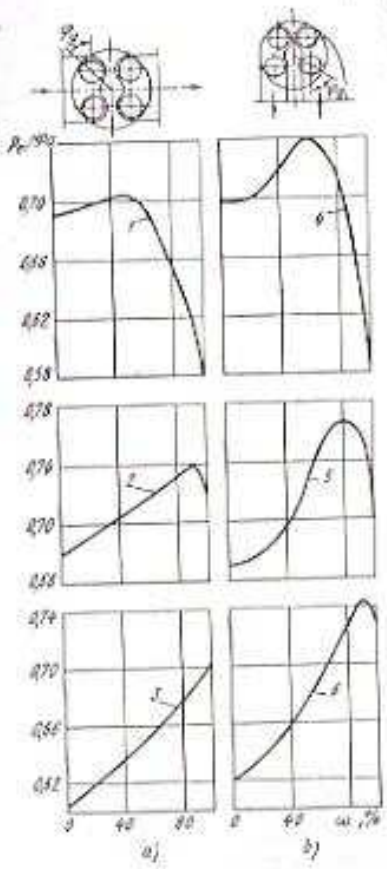


Fig. 212. Funciones $p_e = f(\bar{\omega})$ obtenidas para pulverizadores con diferentes números de orificios y sección de paso constante, de dimensiones: 1 — 11 × 0,12 mm; 2 — 7 × 0,15 mm; 3 — 5 × 0,18 mm; 4 — 7 × 0,15 mm; 5 — 5 × 0,18 mm; 6 — 4 × 0,20 mm

El movimiento giratorio del aire se originaba colocando pantallas sobre las cabezas de ambas válvulas de admisión. Una válvula se fijaba en la posición correspondiente a la máxima intensidad de torbellino, mientras que la otra se podía girar, como resultado de lo cual se modificaba la intensidad del torbellino. El ángulo que abarcaban estas pantallas en las válvulas era de 90°. La magnitud $\bar{\omega}$ para cada culata se calculaba considerando la relación entre la velocidad angular del torbellino, a una posición dada de la pantalla, y la velocidad angular al girar la pantalla en $\varphi_g = 90°$. Para este ángulo la dirección de las velocidades de los flujos de aire que pasan por ambas válvulas coincidía y se originaba en el cilindro un torbellino que tenía la máxima intensidad ($\bar{\omega} = 100\%$).

La intensidad del torbellino se elevaba también cambiando la dirección del canal de admisión. En la fig. 212 en la parte superior se ilustran los esquemas de las culatas, los canales de admisión y de escape, así como la disposición de las válvulas.

Comparando las variaciones de la intensidad del torbellino y de la presión media efectiva, se infiere que, para cada número de orificios-toberas existe una intensidad óptima del torbellino, que condiciona el máximo valor de p_e. A medida que disminuye el número de orificios la intensidad óptima del torbellino se incrementa. Cuando el número de orificios es $i_{or} = 5$ (curva 3) y la culata tiene la estructura mostrada en la fig. 212, *a*, la máxima intensidad del torbellino resulta insuficiente para obtener $p_e \geq 0{,}7$ MPa. Aumentando la intensidad del torbellino, al utilizar la culata mostrada en la fig. 212, *b* y un pulverizador de 4 orificios se obtuvo el valor de $p_e = 0{,}742$ MPa (curva 6). En caso de que se emplee gran número de orificios y elevada intensidad del torbellino ($\bar{\omega} \geq 50\%$) la presión media efectiva súbitamente disminuye (curva 7).

La variación del régimen de velocidad del motor influye sobre la intensidad del movimiento giratorio del aire en la cámara de combustión, ya que simultáneamente cambia la velocidad y, por consiguiente, la energía cinética del flujo de aire en el conducto de admisión y en la válvula. Incrementando la frecuencia de rotación del cigüeñal, la intensidad del torbellino en la cámara de combustión aumenta, por eso, a elevadas revoluciones la intensidad del torbellino, originada variando la dirección del conducto de admisión, puede resultar suficiente. La turbulencia adicional del aire obtenida con ayuda de una pantalla en la válvula de admisión puede, en este caso, desmejorar los índices del motor.

De esta manera, para cada régimen de velocidad del motor en función del número de orificios en la boquilla, puede elegirse la intensidad óptima del movimiento giratorio del aire en la cámara de combustión. Por eso, al elaborar el proceso de trabajo en el motor Diesel, se presta gran atención a la intensidad del torbellino tangencial.

Además del movimiento giratorio del aire en el proceso de compresión surgen también flujos radiales, por efecto del desalojamiento del aire desde la cavidad situada entre la culata y la saliente del pistón (empujador). En las cámaras de combustión mostradas en la fig. 211, *a* y *b*, la energía de estos flujos es pequeña, lo que se explica por la pequeñez de la superficie del empujador, caracterizada por la relación entre el diámetro de la cámara de combustión d_{cc} y el diámetro del cilindro D_c. Para las mencionadas cámaras de combustión $d_{cc}/D_c = 0{,}75 - 0{,}85$.

Evaluando los parámetros del motor con cámaras de inyección directa, representadas en la fig. 211, *a* y *b*, cabe señalar que sus ventajas consisten en la buena formación de la mezcla y en las pequeñas pérdidas de calor a través de las superficies de la cámara y, como consecuencia, aseguran una elevada economía del motor. Una buena preparación de la mezcla se consigue a cuenta de las elevadas presiones de inyección y de la correcta combinación del diámetro y número de orificios con la energía del torbellino tangencial. El mínimo consumo específico de combustible en el motor Diesel con estas cámaras de combustión es $g_{e\,min} = 227 - 241$ g/(kW·h)

y el coeficiente mínimo de exceso de aire para la combustión sin humos y formación óptima del torbellino $\alpha_{mín} = 1{,}20 - 1{,}25$. Entre las ventajas de estas cámaras de combustión también figuran fácil arranque de los motores, así como la posibilidad de intensificarlos aplicando la sobrealimentación.

Las desventajas de las mencionadas cámaras de combustión consisten en elevada velocidad de crecimiento de la presión en la fase de la combustión rápida $\Delta p/\Delta\varphi$ (0,6 — 1,2 MPa/°) y elevados valores de p_z (8 — 10 MPa). La gran velocidad de crecimiento de la presión se debe a la intensa vaporización y al mezclado de los vapores de combustible con el aire, en el período del retraso de la inflamación y a la extensa duración de este período. Para mengua la rigidez de funcionamiento, al utilizar estas cámaras, se tiende a reducir el período de retraso de la inflamación y a disminuir la cantidad de combustible inyectado en dicho período. Otra desventaja consiste en la necesidad de crear elevadas presiones de inyección, ya que la energía cinética del chorro de combustible tiene gran importancia para preparar la mezcla en las cámaras de inyección directa. Por eso, para los inyectores cerrados la presión en el comienzo del levantamiento de la aguja debe ser de 20—25 MPa, mientras que la presión máxima de pulverización, de 50—60 MPa. Para los inyectores-bomba tipo AR-20 y AR-21 las presiones máximas de inyección alcanzan 120—140 MPa.

La energía del movimiento giratorio de la carga, originada en el proceso de admisión, puede resultar insuficiente, al emplear pulverizadores con reducido número de orificios. Como consecuencia de esto, la boquilla del inyector debe tener un gran número de orificios de pequeño diámetro, pero éstos se obstruyen con mayor rapidez y se llenan de carbonilla en el proceso de explotación.

Para incrementar la intensidad del torbellino, la cámara de combustión en el pistón se profundiza, además su configuración puede ser muy variada (fig. 211, *a—h*). Estas cámaras de combustión se denominan también semiseparadas. En los motores Diesel para automóviles de cuatro tiempos YaMZ-236 y YaMZ-238 se emplean cámaras en el pistón (fig. 211, *e*). Por razones constructivas el eje del inyector está desplazado con respecto al eje del cilindro, mientras que el eje de la cámara de combustión está situado entre el eje del cilindro del motor y el eje del inyector. La superficie del empujador en esta cámara es considerablemente mayor que en las cámaras representadas en la fig. 211, *a* y *b*; $d_{cc}/D_c = 0{,}645$.

En algunos motores Diesel de tractores se emplean cámaras de combustión (fig. 211, *c*) diseñadas en el Instituto Central de Investigación Científica sobre Motores Diesel (TsNIDI); $d_{rc}/D_c = 0{,}35 - 0{,}37$. Los dardos de combustible que salen de los cuatro orificios del pulverizador van a parar a las paredes laterales de la cámara debajo del borde de entrada de la garganta.

Un movimiento turbulento intenso, en las cámaras ubicadas en el pistón, se origina al desalojar el aire desde el espacio entre la superficie del empujador y la culata del cilindro hacia la cavidad de la cámara de combustión. Las partículas de aire en este caso se mueven desde las paredes del cilindro en dirección radial. El aire desalojado desde el cilindro por el pistón durante la carrera de compresión, origina en una serie de cámaras (por ejemplo en la del TsNIDI) un torbellino de forma toroidal. La energía del torbellino de aire crecerá al disminuir la relación entre el diámetro de la garganta de la cámara y el diámetro del cilindro d_{cc}/D_c y aumentar el volumen relativo de la cámara, el cual se caracteriza por la relación entre el volumen de la cámara de combustión y el volumen de compresión V_{cc}/V_c. Por eso, para las cámaras en el pistón se adopta que $d_{cc}/D_c = 0{,}35 - 0{,}75$ y $V_{cc}/V_c = 0{,}75 - 0{,}9$.

La relación V_{cc}/V_c depende de la luz que exista entre la cara del pistón y la culata, que está limitada por la precisión de fabricación de las piezas del mecanismo biela-manivela y por sus deformaciones térmicas. Al disminuir la distancia entre la culata y el pistón en los huelgos queda menos aire lo que contribuye al empleo más completo del aire y a la disminución del coeficiente mínimo tolerable de α.

En estas cámaras, además del torbellino toroidal, se conserva el movimiento tangencial giratorio del aire. En la cámara de combustión TsNIDI no hace falta el movimiento tangencial intenso del aire.

Las cámaras de combustión en el pistón aseguran la obtención de elevados índices de potencia y economía en los motores Diesel, conservando las ventajas anteriormente mencionadas de las cámaras de inyección directa. Además, la existencia de flujos turbulentos adicionales permite disminuir la presión de inyección y reducir la cantidad de orificios en el pulverizador. La presión del inicio de levantamiento de la aguja del inyector, en caso de utilizar cámaras de combustión en el pistón, constituye 15—17,5 MPa, y la cantidad de orificios varía de 2 a 5.

La rigidez de funcionamiento del motor Diesel y las presiones máximas del ciclo con cámaras de combustión en el pistón también disminuyen, debido a que la cantidad de dardos en interacción con el torbellino de aire es menor y a que parte del combustible va a parar a las paredes de la cámara. Como resultado de esto, en el curso del retraso de la inflamación se forma menor cantidad de vapores de combustible y la combustión se realiza más suavemente.

En estas cámaras de combustión, la formación de la mezcla puramente volumétrica se reemplaza por una mixta (volumétrico-peliculer). La cantidad de combustible que va a parar a la pared o al espacio adyacente depende del tipo de cámara y del régimen de funcionamiento del motor Diesel.

La formación de la mezcla volumétrica en la cámara de combustión Deutz (fig. 211, *g*) asegura la disminución de la velocidad con que se forma la mezcla aire-combustible, preparada para la combustión durante el período del retardo de la inflamación. Esto se con-

sigue creando zona de mezcla sobreenriquecida en el espacio adyacente a la pared de la cámara de combustión.

El pulverizador del inyector con dos orificios se dispone cerca de las paredes de la cámara.

Los dardos de combustible durante el proceso de inyección se mueven a lo largo de la pared de la cámara de combustión ubicada en el pistón, como se muestra en la fig. 211, *g*. Debido al movimiento giratorio del aire se origina una zona anular con mezcla sobreenriquecida. El volumen de la mezcla (preparado para una rápida combustión) disminuye, lo que reduce la velocidad de crecimiento de la presión en el cilindro. Al mismo tiempo, se asegura la suficiente velocidad de formación de la mezcla después de iniciado el encendido.

Al aplicar dicho método de formación de la mezcla la presión de inyección, la velocidad de suministro de combustible y la energía del chorro deberán ser menores que utilizando las cámaras de combustión, mostradas en la fig. 211, *a* y *b*. Esto se explica por el hecho de que para obtener una zona sobreenriquecida no es necesario mejorar la calidad de la pulverización y la uniformidad de la distribución del combustible en el volumen del dardo. La energía de inyección deberá ser suficiente para asegurar la penetración del dardo a toda la profundidad de la cámara de combustión, empero no deberá caer considerable cantidad de combustible sobre la cara del pistón.

La economía de funcionamiento y las cualidades de arranque del motor Diesel con cámara de combustión Deutz son iguales a las que se obtienen en los motores con métodos de formación de la mezcla volumétrico y mixto, que ya se han descrito anteriormente.

Método pelicular de formación de la mezcla. Al aplicar este método también se tiende a que la mínima cantidad de combustible tenga tiempo a evaporarse y mezclarse con el aire en el período del retardo de la inflamación. El dardo de combustible se suministra bajo un agudo ángulo hacia la pared de la cámara de combustión, para que las gotas no se rechacen sino que escurran por la superficie en forma de una película fina cuyo grosor es de 0,012—0,014 mm. El camino recorrido por el dardo desde el orificio hasta la pared debe ser mínimo para disminuir la cantidad de combustible evaporada durante el movimiento del chorro en la cámara de combustión. La cámara mostrada en la fig. 211, *h* satisface estas condiciones.

La dirección del vector velocidad de la carga de aire en caso de formación de la mezcla pelicular coincide con el movimiento del chorro de combustible, lo que contribuye a la extensión de la película por la superficie de la cámara. Simultáneamente esto reduce la vaporización, ya que disminuyen las velocidades relativas del combustible y del aire.

La energía de los chorros de combustible para la formación pelicular de la mezcla, constituye $E_c = 2{,}2 - 7{,}8$ J/g, es decir, resulta aproximadamente 2 veces menor que en la volumétrica. Al mismo tiempo, la energía del movimiento de la carga de aire en la formación

pelicular de la mezcla en más de 2 veces supera los valores respectivos para los casos de formación volumétrica de las mezclas aire-combustible.

Las gotas menudas y los vapores de combustible formados se mueven hacia el centro de la cámara de combustión.

El calor que se suministra al combustible para su vaporización proviene principalmente del pistón, cuya temperatura se mantiene entre los límites de 450—640 K. Aumentar más la temperatura del combustible no tiene sentido, ya que cuando entra en contacto con la superficie caliente, en vez de escurrir por ella en forma de película comienza a chullir, además las partículas de combustible adquieren la forma esférica y se separan de la pared. También puede tener lugar la descomposición térmica y la carbonización del combustible. En el caso de que se eleve la temperatura del pistón por encima de la tolerable (por ejemplo al emplear la sobrealimentación), la cara del pistón se refrigera con aceite. El movimiento del aire a gran velocidad con respecto a las paredes de la cámara de combustión contribuye a la rápida vaporización de la película de combustible. El proceso de vaporización súbitamente se acelera una vez iniciada la combustión, gracias a la transmisión de calor desde la llama a la película de combustible. El combustible evaporado es arrastrado por el flujo de aire y se quema en el frente de la llama que se propaga desde el centro de la cámara, por parte del foco inicial de la inflamación.

La cámara de combustión descrita se utiliza ampliamente en los motores Diesel de la firma MAN (proceso-M).

La formación pelicular de la mezcla incrementa la economía del motor: el consumo específico mínimo de combustible $g_{e\,mín} = 218—227$ g/(kW·h). La buena utilización del aire se confirma por la elevada presión media efectiva máxima (los motores no sobrealimentados tienen $p_e = 0{,}7—0{,}85$ MPa).

Además de tener elevados índices de potencia, la rigidez de funcionamiento y la presión p_z en estas cámaras disminuyen.

La velocidad de crecimiento de la presión $\Delta p/\Delta\varphi$ a plena carga del motor Diesel alcanza 0,25—0,4 MPa/°, mientras que la presión máxima del ciclo constituye 7,0—7,5 MPa.

Otra ventaja de la cámara de combustión con formación pelicular de la mezcla reside en el funcionamiento satisfactorio del motor con diferentes combustibles, incluidas las gasolinas de elevado poder antidetonante.

Entre las desventajas de este método figura un arranque dificultado del motor frío, puesto que la masa fundamental de combustible va a parar a las paredes y su vaporización resulta dificultosa. A pequeñas cargas y a marcha en vacío los procesos de formación de la mezcla y combustión se prolongan, debido a la baja temperatura de las paredes del pistón y a que la transmisión de calor desde la llama a la película de combustible es menor, comparada con los regímenes de media y plena carga, lo que conduce a un incremento de la toxicidad de los gases de escape. Esta desventaja no existe en caso de for

mación de la mezcla en la cámara Deutz, ya que al disminuir el suministro, el combustible se distribuye más uniformemente y el proceso de combustión no se prolonga.

En la cámara TsNIDI (fig. 211, *e*) también parte del combustible (hasta el 35—40 % del suministro cíclico) va a parar a la pared o a la capa adyacente. En esta cámara las distancias entre los orificios del pulverizador y la pared son relativamente pequeños y el chorro recae sobre la superficie de la cámara formando un pequeño ángulo, lo que contribuye a la extensión del combustible y a la formación de la película.

Entre las desventajas comunes de las cámaras de combustión en el pistón figura mayor altura del fondo del pistón, como consecuencia de lo cual su masa y las cargas inerciales se incrementan, lo que puede ser un obstáculo para intensificar los motores Diesel en cuanto a la frecuencia de rotación.

§ 5. Formación de la mezcla en las cámaras de combustión

Un considerable aumento de la energía de los flujos de aire en el motor Diesel se consigue utilizando cámaras de combustión separadas en dos o más cavidades, unidas entre sí por canales (fig. 213).

Una cavidad está comprendida entre el pistón y la culata y la otra (cámara auxiliar o antecámara), en la culata o en el bloque. El combustible es inyectado por el pulverizador a la cámara auxiliar, en la cual se origina un intenso movimiento del aire durante la carrera de compresión, por efecto del paso de la carga a través de los canales de conexión desde el cilindro hacia la antecámara. En el espacio ubicado encima del pistón surge un torbellino después de iniciada la combustión, cuando la carga pasa desde la cámara auxiliar al espacio entre el pistón y la culata. Por lo tanto, al estudiar la formación de la mezcla en los motores con cámaras separadas se deben analizar separadamente los procesos que se realizan encima del pistón y en la cámara auxiliar.

Las formas constructivas de las cámaras separadas y los tipos de flujos turbulentos en ellas pueden ser diversos. En los motores Diesel para vehículos los que mayor difusión han alcanzado son las cámaras de torbellino (turbulencia) y las antecámaras (de precombustión).

En las cámaras de combustión separadas la energía de formación de la mezcla se origina fundamentalmente a cuenta de la energía cinética del movimiento de los torbellinos de aire que aparecen en los procesos de compresión y combustión del combustible. La energía del chorro de combustible en estas cámaras influye en menor medida sobre la formación de la mezcla.

Para determinar los parámetros del proceso de compresión en el motor con cámara de combustión separada se emplean relaciones analíticas que permiten calcular la presión en cada cavidad de la

cámara de combustión y la velocidad con que ingresa la carga a la cámara auxiliar. Este cálculo, en función de los parámetros geométricos de la cámara auxiliar puede realizarse aplicando ordenadores, utilizando las ecuaciones aducidas en la literatura especial.

Particularidades de la formación de la mezcla en la cámara de torbellino. En esta cámara el movimiento giratorio del aire surge

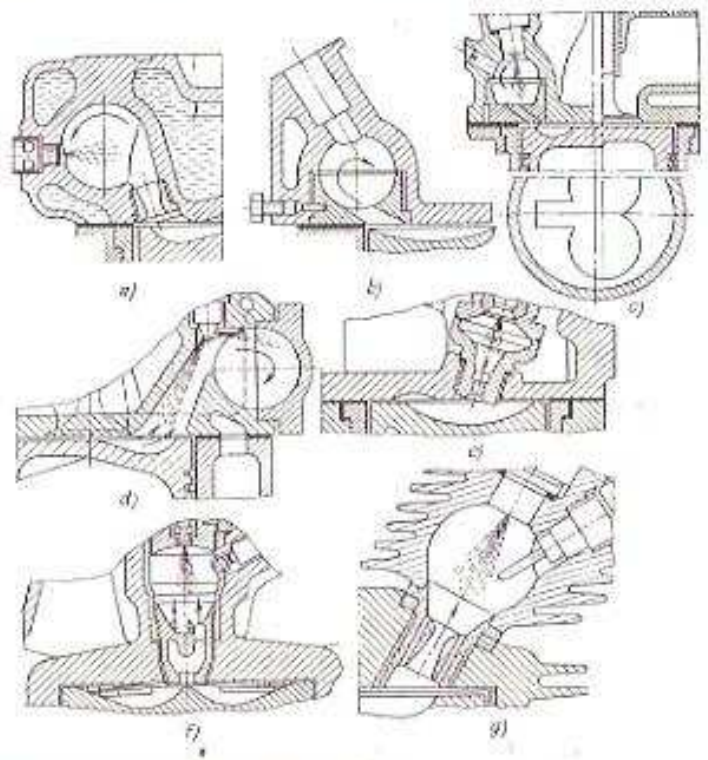


Fig. 213. Cámaras de combustión separadas:
a — d — de torbellino; e — g — antecámaras

como resultado de su ingreso a la cámara durante la compresión a través de la garganta comunicante. Para obtener un movimiento dirigido, el eje del canal de comunicación se dispone formando un ángulo con la superficie torsal de la culata, de manera que la superficie de la garganta que se forma sea tangente a la superficie de la cámara.

El aire en movimiento actúa sobre el dardo de combustible y lo presiona contra la superficie de la cámara, a causa de lo cual parte

del combustible va a parar a la pared y se evapora, asegurando de esta manera una formación de la mezcla de alta calidad. Los vapores y las gotas menudas de combustible que se encuentran dentro de la cámara son atrapadas por el aire y arrastradas a la zona de la garganta. En esta zona la temperatura es elevada, lo que condiciona el encendido del combustible, siendo muy pequeño el retardo de la inflamación. Como consecuencia de la combustión, en la cámara de torbellino se origina una elevada presión y el combustible ardiendo pasa a gran velocidad hacia la cámara principal encima del pistón. La masa fundamental de aire, que queda en el cilindro, llena el hueco especial en el fondo del pistón que está debajo del canal de comunicación. De esta manera se asegura la buena utilización del oxígeno del aire y se consigue un escape sin humos para pequeños coeficientes de exceso de aire y menor (en comparación con los métodos volumétricos y peliculer) toxicidad de los gases quemados.

El intenso movimiento del aire en la cámara de torbellino permite instalar inyectores tipo cerrado con pulverizador de tetón. La presión que actúa sobre la aguja alcanza 12,5—15,0 MPa. En algunos motores Diesel con cámaras de torbellino se emplean inyectores de doble chorro, los cuales inyectan combustible en los regímenes de arranque por un orificio lateral de la boquilla al cilindro (*fig.* 213, *б*), donde la temperatura de la carga resulta más alta que en la cámara de torbellino. Esto permite un arranque más fiable del motor frío. El volumen relativo de la cámara de torbellino en los motores modernos alcanza $V_{cc}/V_c = 0{,}4 - 0{,}6$.

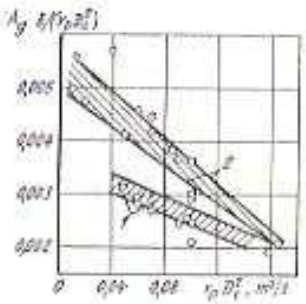


Fig. 214. Variación de la relación $A_g\delta/(v_p D_c)$ en función de la magnitud $v_p D_c^2$ para diferentes motores con cámaras de torbellino (δ — relación entre el volumen de compresión y el volumen de la cámara de torbellino; v_p — velocidad media del pistón)

Las secciones de los canales de la garganta comunicante pueden tener diferentes formas (redondas, elípticas). En algunos motores soviéticos se utilizan tres canales redondos de comunicación. La relación entre el área de la sección de los canales comunicantes A_g y el área del pistón A_p constituye de 0,8—2,7%. La máxima velocidad con que ingresa el aire a la cámara de torbellino en el régimen nominal (de acuerdo a los cálculos) es de 100—200 m/s, en la mayoría de los motores. Esta velocidad se logra a 40° antes del P.M.S. de rotación del cigüeñal, cuando la relación entre la presión en la cámara de torbellino y la presión en el cilindro es igual a 0,91—0,97.

En la fig. 214 se representan las funciones $A_g\delta/(v_p D_c) = \varphi(v_p D_c^2)$ para una serie de motores. Los puntos que se encuentran en la zona rayada, limitada por las líneas *1*, se refieren a las cámaras de torbellino con secciones redondas de los canales comunicantes, mientras que los puntos que se encuentran cerca de las rectas *2* se refieren a los motores con canales comunicantes de sección elíptica. Recurriendo a este gráfico se puede determinar aproximadamente el área de la sección de paso de la garganta comunicante, al diseñar un motor nuevo.

La sección A_g ejerce influencia considerable en el retorno del combustible ardiente a la cámara principal. Los experimentos muestran que elevados valores de p_z se consiguen reduciendo los valores (hasta cierto límite) de A_g.

Las principales ventajas de las cámaras de torbellino son:

1) menor presión máxima —con respecto a las cámaras de inyección directa— y bajo índice de crecimiento de la presión en la cámara de combustión principal;

2) elevada utilización del oxígeno del aire, lo que asegura un funcionamiento del motor sin emisión de humos en los gases de escape para $\alpha_{min} = 1{,}15 - 1{,}25$;

3) posibilidad de que el motor funcione a elevados regímenes de velocidad con índices económicos satisfactorios, sin humos en el escape y poco ruido;

4) posibilidad de utilizar combustibles de diferentes composiciones químicas sin variaciones súbitas de los índices del motor;

5) menor presión de inyección, lo que facilita las condiciones de funcionamiento del equipo de inyección.

Las desventajas de las cámaras de torbellino consisten en:

1) consumo específico de combustible más elevado, debido a las pérdidas caloríficas e hidrodinámicas adicionales, relacionadas con el paso de los gases de una cavidad a otra, y a mayores pérdidas térmicas por efecto de la mayor superficie relativa de transmisión de calor;

2) que el arranque del motor frío empeora, debido al intenso desprendimiento del calor hacia las paredes, cuya superficie de transmisión de calor es relativamente mayor.

Formación de la mezcla en la antecámara. Esta última tiene menor volumen relativo que la cámara de torbellino y es igual a $0{,}25—0{,}4V_c$, así como también un área de los canales comunicantes considerablemente menor, la cual constituye 0,3—0,6% de A_p.

El proceso de formación de la mezcla en la antecámara tiene algunas particularidades. Durante la compresión el aire pasa a gran velocidad desde el cilindro a la antecámara, alcanzando sus máximos valores de 250—320 m/s cuando el pistón está a 15—20° antes del P.M.S. Sin embargo, aquí no se forma un vórtice organizado y dirigido como en la cámara de torbellino. Debido a la pequeña sección de los canales comunicantes, la presión en el cilindro durante la compresión es superior a la presión en la antecámara. La máxima diferencia de presiones constituye de 0,3—0,5 MPa.

El inyector por lo común se dispone en el eje de la antecámara y la inyección del combustible se realiza en dirección a los canales

comunicantes, al encuentro del flujo de aire, aproximadamente en el instante en que se logra la máxima velocidad. El volumen de la antecámara es pequeño, por eso la mezcla puede fuertemente sobreenriquecerse con una buena pulverización, lo que conduce a una combustión con emisión de humos. Para evitar esto el dardo de combustible debe ser compacto y la pulverización gruesa, lo que se consigue empleando inyectores de tetón o de un solo orificio con baja presión de inyección. La aguja comienza a levantarse en el pulverizador cuando la presión es de 8,0—13,0 PMa.

El aire, que se mueve al encuentro del dardo con elevada velocidad atrapa los vapores y las gotas menudas de la envoltura del dardo y los arrastra a la parte superior de la antecámara, donde se produce el encendido. La acumulación de gran cantidad de combustible en la parte superior de la antecámara es indeseable, puesto que esto contribuye al sobreenriquecimiento de la mezcla en esta parte y a la aparición de carbonilla. La masa fundamental del combustible inyectado deberá concentrarse en la parte inferior de la antecámara. Una vez iniciada la combustión, la presión en la antecámara súbitamente se incrementa, el combustible junto con los gases ardiendo se expulsan a la cavidad sobre el pistón, donde se mezclan intensamente con el aire y se completa su combustión. Esto asegura buena utilización del aire en los motores ($\alpha_{mix} = 1{,}2$) y una presión media efectiva suficientemente elevada ($p_e = 0{,}65 - 0{,}75$ MPa).

El número y la forma de los canales comunicantes se eligen de tal manera que los dardos ya encendidos, que salen de la antecámara, ocupen en la medida de lo posible todo el espacio entre el émbolo y la culata.

La velocidad y la energía cinética del flujo, cuando éste pasa de la antecámara a la cámara principal, pueden ser calculadas al disponer de las curvas de presiones, obtenidas simultáneamente para las cavidades señaladas.

En la fig. 215 se muestra la variación de la presión en la antecámara (curva *1*) y en la cámara principal (curva *2*) durante el proceso de combustión. En el tramo *a—b* la presión en la antecámara es mayor que en el cilindro. En consecuencia, tiene lugar la salida de los gases de la antecámara y el mezclado en la cámara principal. Después de desarrollarse el proceso de combustión en este espacio la presión en el cilindro puede resultar mayor que en la antecámara (tramo *b—c*) y comenzará el retorno de la mezcla hacia ésta.

La energía cinética de los flujos gaseosos que surgen en los procesos de compresión y expansión, se incrementa con el aumento del volumen relativo de la antecámara y al elevar el régimen de velocidad de funcionamiento del motor, así como al disminuir la sección de paso relativa de los canales comunicantes. Para obtener una buena formación de la mezcla, la velocidad y la energía cinética del chorro, cuando sale de la antecámara, deberán ser elevadas. En la elección de las dimensiones de la antecámara y de los canales comunicantes prevalece este último requerimiento.

La antecámara generalmente se instala al costado en la culata, si es que el motor tiene dos válvulas. La disposición lateral de la antecámara permite incrementar la sección de paso de las válvulas. En la fig. 213, *e* se muestra la culata de un motor Diesel refrigerado por agua con disposición lateral de la antecámara. Para esta disposición con frecuencia se hace tan sólo un canal comunicante, lo que permite incrementar la penetración del dardo.

La ubicación central de la antecámara (fig. 213, *f*) se utiliza para el motor de cuatro válvulas. En este caso se hace la mayor cantidad posible de canales comunicantes (hasta ocho), limitándola por la condición de la resistencia mecánica del tabique. La sección de salida del canal comunicante puede variar como resultado del desplazamiento del pistón, si éste tiene un saliente en la parte central de la cara. El volumen relativo de la antecámara puede ser en este caso menor que al disponerla lateralmente.

Con el fin de disminuir las pérdidas caloríficas y gasodinámicas la compañía MWM propuso una cámara separada (véase la fig. 213, *g*) que permite una pequeña caída de presiones. La cámara auxiliar tiene la forma de una pera, cuya parte estrechada a los canales comunicantes (uno central y varios laterales), practicados en un casquillo postizo, el cual se fabrica de acero resistente al calor. Los parámetros de la cámara de combustión MWM (V_{cc}/V_c y A_g/A_p) son superiores a los de las antecámaras de los motores Diesel existentes. La formación de la mezcla en ella corresponde a las antecámaras ordinarias.

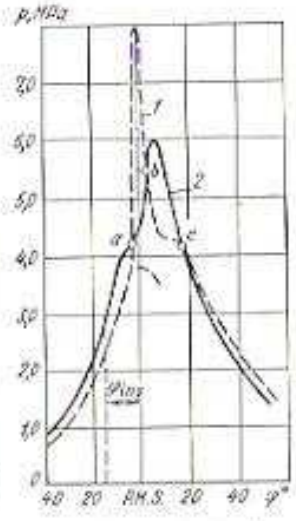


Fig. 215. Variación de la presión *p* en el cilindro y en la antecámara en función del ángulo φ

Las principales ventajas de las antecámaras son:

1) Menores presiones máximas del ciclo y pequeñas velocidades de crecimiento de la presión en el cilindro del motor; para las antecámaras ordinarias $p_z = 4{,}5 - 6{,}0$ MPa y $\Delta p/\Delta\varphi = 0{,}2 - 0{,}3$ MPa/°, como consecuencia de lo cual las piezas del mecanismo biela-manivela resultan menos solicitadas.

2. Intenso calentamiento del aire y del combustible que ingresan a la antecámara, ya que en su parte inferior, cerca de los canales comunicantes, hay una zona caliente. Por eso se pueden utilizar combustibles con menor número de cetano y de diferentes clases.

3. Posibilidad de emplear una pulverización más gruesa del

combustible en la inyección, lo que permite utilizar un pulverizador de tobera única con elevada sección de paso y disminuir la presión de pulverización, facilitando las condiciones de funcionamiento del equipo de inyección.

4. Intensa generación del torbellino en la salida del gas desde la antecámara a la cámara principal, como resultado de lo cual se asegura una buena formación de la mezcla y combustión a elevados regímenes de rotación del motor Diesel y se facilita la intensificación del mismo en cuanto a la frecuencia de rotación.

5. Menor toxicidad en el escape.

Al mismo tiempo, las antecámaras tienen una serie de desventajas considerables:

1. Las pérdidas caloríficas y gasodinámicas originadas por el paso del gas a elevada velocidad desde la cámara principal a la antecámara y viceversa, desmejoran la economía del motor Diesel. Existen además pérdidas adicionales de calor al agua de refrigeración, debido a que las superficies de enfriamiento en la cámara de combustión son relativamente mayores.

2. Arranque difícil del motor frío, debido a que el aire, cuando pasa a través de los canales comunicantes durante el proceso de compresión, cede su calor a las paredes frías. Por eso la temperatura en la antecámara se eleva más lentamente que en el cilindro.

Para mejorar las cualidades de arranque de los motores Diesel con antecámaras se eleva la relación de compresión ($\varepsilon = 20 - 21$) en comparación con los motores de cámara de inyección directa. Además, las antecámaras se dotan por lo común de bujías de incandescencia.

§ 6. Comparación de los diferentes métodos de formación de la mezcla

El análisis de los diversos métodos de formación de la mezcla efectuado anteriormente muestra que pueden alcanzarse elevados índices de potencia (altos p_e) en el motor Diesel con cámara de cualquier tipo, cuando el proceso de trabajo es meticulosamente preparado. La presión media efectiva un tanto menor se obtiene en los motores Diesel con antecámaras, debido a que se incrementan las pérdidas al realizar el ciclo de trabajo.

La intensificación del motor empleando sobrealimentación resulta más difícil en el caso de las cámaras separadas, ya que al elevar la densidad de la carga de aire en el cilindro se incrementan las pérdidas caloríficas y gasodinámicas.

En cuanto a los parámetros económicos los mejores motores Diesel son los que tienen cámaras de inyección directa. Estos no tienen pérdidas adicionales, originadas por el paso del gas a través de los canales comunicantes, además poseen menor superficie relativa de transmisión de calor de la cámara. Los motores con cámaras de inyección directa tienen mejores propiedades de arranque que los Diesel con cámaras separadas.

Las cargas sobre las piezas del mecanismo biela-manivela y el ruido durante el funcionamiento del motor serán menores para las cámaras de combustión separadas, las cuales condicionan también un mejor funcionamiento del motor en los regímenes variables, la posibilidad de utilizar diversos combustibles y la disminución de la presión de inyección.

Las cámaras de combustión separadas producen menor toxicidad de los gases quemados que las cámaras de inyección directa.

En la tabla 24 vienen expuestos algunos parámetros del proceso de trabajo para diferentes métodos de formación de la mezcla en las cámaras de combustión.

24. Parámetros de los motores Diesel con diferentes cámaras de combustión

Cámara de combustión	Tipo de formación de la mezcla	α_{min}	p_e, MPa	g_e, g/(kW·h)	n_{nom}, rpm	p_z, MPa	λ	$\Delta p/\Delta\varphi$, MPa/°
De inyección directa	Volumétrica y mixta	1,20	0,7—0,8	227—255	4000	7—10	1,5—2,5	0,4—1,2
	Película	1,10	0,7—0,8	248—242	Hasta 3000	6—7	1,6—1,8	0,25—0,4
Separadas: de torbellino	—	1,15	0,7—0,85	255—200	4000	6—7	1,6—1,8	0,25—0,4
antecámaras	—	1,20	0,65—0,75	262—334	4000	5—6	1,4—1,6	0,20—0,35

SEGUNDA PARTE

Dinámica del mecanismo biela-manivela y equilibrado de los motores

CAPÍTULO XVI

Dinámica del mecanismo biela-manivela

§ 1. Cinemática del mecanismo biela-manivela

Las condiciones de trabajo de las piezas del sistema biela-manivela se caracterizan por ser considerables y rápidamente variables las fuerzas que surgen en ellas durante los diferentes regímenes de funcionamiento del motor. La magnitud y el carácter con que varían las cargas mecánicas que soportan estas piezas se determinan a base de la investigación cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela. El cálculo dinámico es precedido por el cálculo térmico que asegura la posibilidad de elegir las principales dimensiones del motor y permite hallar las magnitudes y el carácter con que varían las fuerzas originadas por la presión de los gases.

En la fig. 216 se representan los esquemas de los mecanismos biela-manivela central (axial) *a* y descentrado *b* (o desplazado). En este último, el eje del cilindro no se cruza con el eje del cigüeñal, sino que está desplazado a una pequeña distancia, por lo común, en dirección de la rotación de la manivela cerca del P.M.S. Esto se hace para mejorar las condiciones de operación del pistón dentro del cilindro o también por consideraciones de diseño. Además, en muchos motores modernos, el eje del bulón se desplaza respecto al eje del cilindro en 0,01 — 0,03 de su diámetro, con el fin de eliminar permanentemente la luz entre el pistón y las paredes del cilindro, así como para obtener una distribución de la carga sobre las paredes del pistón más favorable.

A continuación se utilizarán las siguientes designaciones: φ, ángulo de rotación de la manivela, contado desde la dirección del eje del cilindro en el sentido horario de rotación del cigüeñal; ω, velocidad angular del cigüeñal, que se adopta constante, $\omega = d\varphi/dt$; β, ángulo que forma el eje de la biela, en el plano de su movimiento, con el eje del cilindro; S, carrera del pistón, $S = 2R$

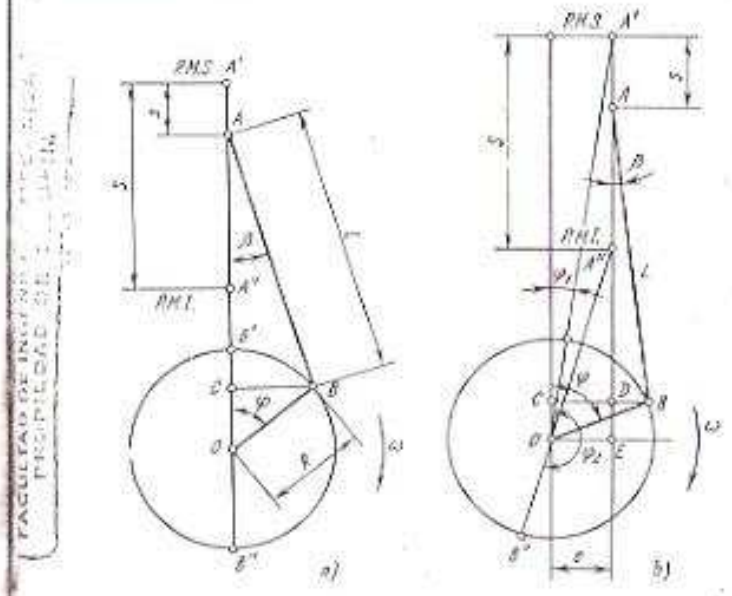


Fig. 216. Esquemas de los mecanismos biela-manivela:
a — central; *b* — descentrado

[donde R es el radio de la manivela; L, la longitud de la biela, $L = R/\lambda$ (donde λ es un parámetro adimensional)]; e, desplazamiento del plano de movimiento del eje del bulón con respecto al eje del cigüeñal, $e = kR$ (donde k es el descentrado relativo).

Los mecanismos biela-manivela se caracterizan por dos parámetros adimensionales: la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0{,}25 \ldots 0{,}30$$

y el descentrado relativo

$$k = \frac{e}{R} = 0 \ldots 0{,}15.$$

El cálculo cinemático del mecanismo biela-manivela se cumple fundamentalmente para determinar el desplazamiento, la velocidad y la aceleración del pistón.

El desplazamiento del pistón S, desde su punto de partida A' en el P.M.S. para el caso general de un mecanismo descentrado (fig. 210, *b*) es

$$S = A'A = A'E - AD - DE = (L + R)\cos\varphi_1 - L\cos\beta - R\cos\varphi. \quad (258)$$

La oblicuidad β de la biela puede hallarse de la ecuación

$$CH = R\operatorname{sen}\varphi = L\operatorname{sen}\beta + e,$$

o

$$\operatorname{sen}\beta = \lambda\operatorname{sen}\varphi - (e/L) = \lambda(\operatorname{sen}\varphi - k), \quad (259)$$

y

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2(\operatorname{sen}\varphi - k)^2}.$$

Tomando en consideración los pequeños valores de los parámetros λ y k, la expresión (259) es conveniente desarrollarla en una serie según exponentes del pequeño parámetro λ^2 y limitarse a los términos de orden λ^2 y $k\lambda^2$:

$$\cos\beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2}(\operatorname{sen}\varphi - k)^2 + \frac{\lambda^4}{8}(\operatorname{sen}\varphi - k)^4 \ldots \approx 1 - \frac{\lambda^2}{2}\operatorname{sen}^2\varphi + k\lambda^2\operatorname{sen}\varphi = 1 - \frac{\lambda^2}{4}(1 - \cos 2\varphi) + k\lambda^2\operatorname{sen}\varphi. \quad (260)$$

Sustituyendo en la fórmula (258) la expresión aproximada obtenida (260) hallamos:

$$S = R\left[(\cos\varphi_1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) - k\lambda\operatorname{sen}\varphi\right]. \quad (261)$$

El ángulo φ_1 correspondiente a la posición del pistón en el P.M.S. se halla a partir del triángulo $A'EO$:

$$\operatorname{sen}\varphi_1 = \frac{e}{L+R} = \frac{k\lambda}{1+\lambda} \approx k\lambda.$$

Análogamente se determina el ángulo φ_2 para el P.M.I. en el triángulo $A''EO$:

$$\operatorname{sen}\varphi_2 = -\frac{e}{L-R} = -\frac{k\lambda}{1-\lambda} \approx -k\lambda.$$

Con una precisión salvo las magnitudes de segundo orden incluidas λ^2 y $k\lambda$

$\varphi_1 = k\lambda \cdot 57{,}3°$, $\varphi_2 = 180° + k\lambda \cdot 57{,}3°$ y $\cos\varphi_1 = \cos\varphi_2 = 1$.

La carrera del pistón es

$$S = (L+R)\cos\varphi_1 + (L-R)\cos\varphi_2 \approx 2R\left(1 + \frac{k^2\lambda^2}{2}\right) \approx 2R.$$

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

El desplazamiento del pistón puede representarse como la suma de dos componentes armónicas —de los desplazamientos de primer y segundo orden: $s = s_I + s_{II}$.

Con la precisión anteriormente señalada el primer armónico es

$$s_I = R(1 - \cos\varphi - k\lambda\operatorname{sen}\varphi) = R[1 - \cos(\varphi - \Delta\varphi)],$$

donde $\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57{,}3°$.

El segundo armónico

$$s_{II} = R\frac{\lambda}{4}(\lambda - \cos 2\varphi).$$

La magnitud del desplazamiento del primer armónico $\Delta\varphi$ es pequeña y prácticamente se puede despreciar.

La velocidad del pistón es igual a la derivada respecto al tiempo de las expresiones (258) y (264):

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \frac{R\omega\operatorname{sen}(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \approx R\omega\left(\operatorname{sen}\varphi + \frac{\lambda}{2}\operatorname{sen}2\varphi - k\lambda\cos\varphi\right) = v_I + v_{II}, \quad (262)$$

donde

$$v_I = R\omega(\operatorname{sen}\varphi - k\lambda\cos\varphi) = R\omega\operatorname{sen}(\varphi - \Delta\varphi);$$

$$v_{II} = R\omega\frac{\lambda}{2}\operatorname{sen}2\varphi.$$

La velocidad del pistón se hace igual a cero en los puntos muertos, es decir, cuando $\varphi = \varphi_1$ y $\varphi = \varphi_2$. Siendo φ igual a 90 y 270°, la biela realiza un movimiento de traslación y la velocidad del pistón es igual a la velocidad circular del eje del muñón de biela del cigüeñal ($v = \pm u = \pm R\omega$). Esta velocidad sería la máxima velocidad del pistón para $\lambda = 0$. El segundo armónico v_{II} que tiene en cuenta la longitud finita de la biela desplaza la máxima velocidad $v_{máx}$ en dirección del P.M.S. Con la precisión adoptada, la velocidad $v_{máx} = R\omega(1 + \lambda/2)$ para $\varphi = 90° - \lambda \cdot 57{,}3°$ y $\varphi = 270° + \lambda \cdot 57{,}3°$.

La velocidad media del pistón durante su movimiento entre los puntos muertos es

$$v_{m.p} = Sn/30.$$

Derivando con respecto al tiempo la expresión (262) de la velocidad del pistón, obtenemos la aceleración

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} = R\omega^2\left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \lambda\frac{\cos^2\varphi}{\cos^2\beta}\right] \approx R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi + k\lambda\operatorname{sen}\varphi) = a_I + a_{II},$$

donde

$$a_I = R\omega^2(\cos\varphi + k\lambda\operatorname{sen}\varphi) = R\omega^2\cos(\varphi - \Delta\varphi);$$

$$a_{II} = R\omega^2\lambda\cos 2\varphi.$$

SEGUNDA PARTE

Dinámica del mecanismo biela-manivela y equilibrado de los motores

CAPÍTULO XVI

Dinámica del mecanismo biela-manivela

§ 1. Cinemática del mecanismo biela-manivela

Las condiciones de trabajo de las piezas del sistema biela-manivela se caracterizan por ser considerables y rápidamente variables las fuerzas que surgen en ellas durante los diferentes regímenes de funcionamiento del motor. La magnitud y el carácter con que varían las cargas mecánicas que soportan estas piezas se determinan a base de la investigación cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela. El cálculo dinámico es precedido por el cálculo térmico que asegura la posibilidad de elegir las principales dimensiones del motor y permite hallar las magnitudes y el carácter con que varían las fuerzas originadas por la presión de los gases.

En la fig. 216 se representan los esquemas de los mecanismos biela-manivela central (axial) *a* y descentrado *b* (o desplazado). En este último, el eje del cilindro no se cruza con el eje del cigüeñal, sino que está desplazado a una pequeña distancia, por lo común, en dirección de la rotación de la manivela cerca del P.M.S. Esto se hace para mejorar las condiciones de operación del pistón dentro del cilindro o también por consideraciones de diseño. Además, en muchos motores modernos, el eje del bulón se desplaza respecto al eje del cilindro en 0,01 — 0,03 de su diámetro, con el fin de eliminar permanentemente la luz entre el pistón y las paredes del cilindro, así como para obtener una distribución de la carga sobre las paredes del pistón más favorable.

A continuación se utilizarán las siguientes designaciones: φ, ángulo de rotación de la manivela, contado desde la dirección del eje del cilindro en el sentido horario de rotación del cigüeñal; ω, velocidad angular del cigüeñal, que se adopta constante, $\omega = d\varphi/dt$; β, ángulo que forma el eje de la biela, en el plano de su movimiento, con el eje del cilindro; S, carrera del pistón, $S = 2R$

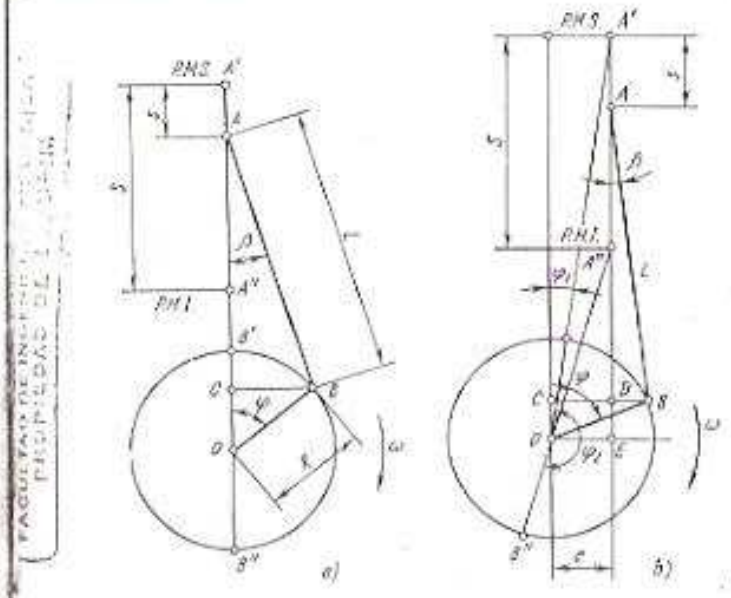


Fig. 216. Esquemas de los mecanismos biela-manivela:
a — central; b — descentrado

[donde R es el radio de la manivela; L, la longitud de la biela, $L = R/\lambda$ (donde λ es un parámetro adimensional)]; e, desplazamiento del plano de movimiento del eje del bulón con respecto al eje del cigüeñal, $e = kR$ (donde k es el descentrado relativo).

Los mecanismos biela-manivela se caracterizan por dos parámetros adimensionales: la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0{,}25 \ldots 0{,}30$$

y el descentrado relativo

$$k = \frac{e}{R} = 0 \ldots 0{,}15.$$

El cálculo cinemático del mecanismo biela-manivela se cumple fundamentalmente para determinar el desplazamiento, la velocidad y la aceleración del pistón.

El desplazamiento del pistón S, desde su punto de partida A' en el P.M.S. para el caso general de un mecanismo descentrado (fig. 216, *b*) es

$$S = A'A = A'E - AD - DE = (L + R)\cos\varphi_1 - L\cos\beta - R\cos\varphi. \quad (258)$$

La oblicuidad β de la biela puede hallarse de la ecuación

$$CB = R\operatorname{sen}\varphi = L\operatorname{sen}\beta + e,$$

o

$$\operatorname{sen}\beta = \lambda\operatorname{sen}\varphi - (e/L) = \lambda(\operatorname{sen}\varphi - k), \quad (259)$$

y

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2(\operatorname{sen}\varphi - k)^2}.$$

Tomando en consideración los pequeños valores de los parámetros λ y k, la expesión (259) es conveniente desarrollarla en una serie según exponentes del pequeño parámetro λ^2 y limitarse a los términos de orden λ^2 y $k\lambda^2$:

$$\cos\beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2}(\operatorname{sen}\varphi - k)^2 + \frac{\lambda^4}{8}(\operatorname{sen}\varphi - k)^4 \ldots \approx 1 - \frac{\lambda^2}{2}\operatorname{sen}^2\varphi + k\lambda^2\operatorname{sen}\varphi = 1 - \frac{\lambda^2}{4}(1 - \cos 2\varphi) + k\lambda^2\operatorname{sen}\varphi. \quad (260)$$

Sustituyendo en la fórmula (258) la expresión aproximada obtenida (260) hallamos:

$$S = R\left[(\cos\varphi_1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) - k\lambda\operatorname{sen}\varphi\right]. \quad (261)$$

El ángulo φ_1 correspondiente a la posición del pistón en el P.M.S. se halla a partir del triángulo $A'EO$:

$$\operatorname{sen}\varphi_1 = \frac{e}{L+R} = \frac{k\lambda}{1+\lambda} \approx k\lambda.$$

Análogamente se determina el ángulo φ_2 para el P.M.I. en el triángulo $A''EO$:

$$\operatorname{sen}\varphi_2 = -\frac{e}{L-R} = -\frac{k\lambda}{1-\lambda} \approx -k\lambda.$$

Con una precisión salvo las magnitudes de segundo orden incluidas λ^2 y $k\lambda$

$\varphi_1 = k\lambda \cdot 57{,}3°$, $\varphi_2 = 180° + k\lambda \cdot 57{,}3°$ y $\cos\varphi_1 = \cos\varphi_2 = 1$.

La carrera del pistón es

$$S = (L+R)\cos\varphi_1 + (L-R)\cos\varphi_2 \approx 2R\left(1 + \frac{k^2\lambda^2}{2}\right) \approx 2R.$$

El desplazamiento del pistón puede representarse como la suma de dos componentes armónicas —de los desplazamientos de primer y segundo orden: $s = s_I + s_{II}$.

Con la precisión anteriormente señalada el primer armónico es

$$s_I = R(1 - \cos\varphi - k\lambda\operatorname{sen}\varphi) = R[1 - \cos(\varphi - \Delta\varphi)],$$

donde $\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57{,}3°$.

El segundo armónico

$$s_{II} = R\frac{\lambda}{4}(\lambda - \cos 2\varphi).$$

La magnitud del desplazamiento del primer armónico $\Delta\varphi$ es pequeña y prácticamente se puede despreciar.

La velocidad del pistón es igual a la derivada respecto al tiempo de las expresiones (258) y (261):

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \frac{R\omega\operatorname{sen}(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \approx R\omega\left(\operatorname{sen}\varphi + \frac{\lambda}{2}\operatorname{sen}2\varphi - k\lambda\cos\varphi\right) = v_I + v_{II}, \quad (262)$$

siendo

$$v_I = R\omega(\operatorname{sen}\varphi - k\lambda\cos\varphi) = R\omega\operatorname{sen}(\varphi - \Delta\varphi);$$

$$v_{II} = R\omega\frac{\lambda}{2}\operatorname{sen}2\varphi.$$

La velocidad del pistón se hace igual a cero en los puntos muertos, es decir, cuando $\varphi = \varphi_1$ y $\varphi = \varphi_2$. Siendo φ igual a 90 y 270°, la biela realiza un movimiento de traslación y la velocidad del pistón es igual a la velocidad circular del eje del muñón de biela del cigüeñal ($v = \pm u = \pm R\omega$). Esta velocidad sería la máxima velocidad del pistón para $\lambda = 0$. El segundo armónico v_{II} que tiene en cuenta la longiud finita de la biela desplaza la máxima velocidad $v_{máx}$ en dirección del P.M.S. Con la precisión adoptada, la velocidad $v = v_{máx} = R\omega(1 + \lambda^2/2)$ para $\varphi = 90° - \lambda \cdot 57{,}3°$ y $\varphi = 270° + \lambda \cdot 57{,}3°$.

La velocidad media del pistón durante su movimiento entre los puntos muertos es

$$v_{m.p} = Sn/30.$$

Derivando con respecto al tiempo la expresión (262) de la velocidad del pistón, obtenemos la aceleración

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = R\omega^2\left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \lambda\frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\beta}\right] \approx R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi + k\lambda\operatorname{sen}\varphi) = a_I + a_{II},$$

donde

$a_I = R\omega^2(\cos\varphi + k\lambda\operatorname{sen}\varphi) = R\omega^2\cos(\varphi - \Delta\varphi)$;

$a_{II} = R\omega^2\lambda\cos 2\varphi$.

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

La aceleración máxima según su valor absoluto $a_{máx} = (1 + \lambda) R\omega^2$ se alcanza cuando $\varphi = k\lambda$. La aceleración tiende a cero en aquellos puntos, en los cuales la velocidad del pistón

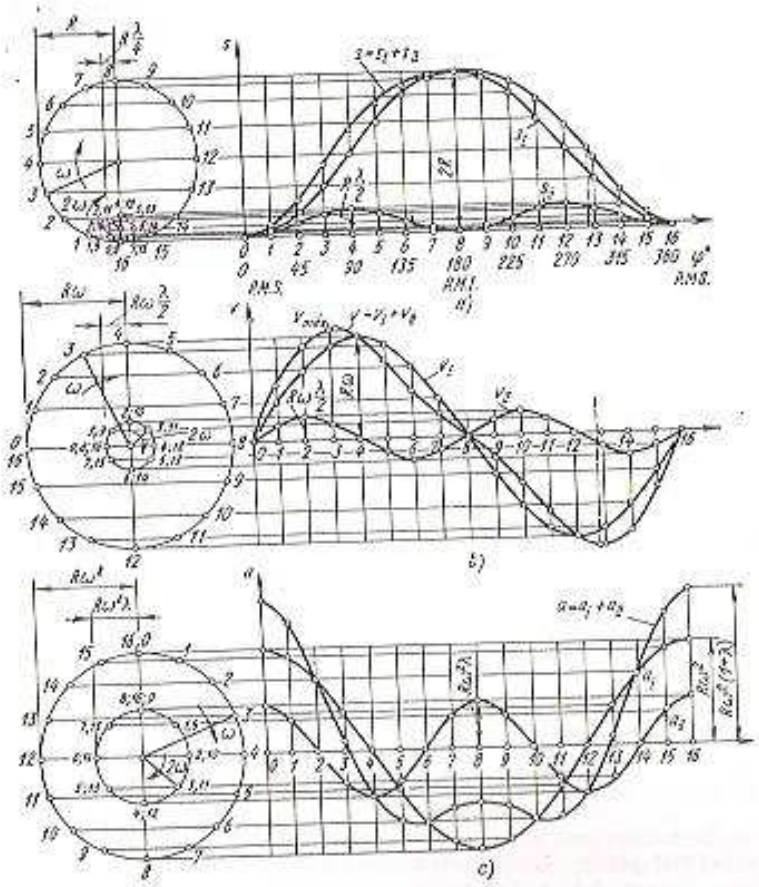


Fig. 217. Construcción de las curvas con una precisión salvo las magnitudes de segundo orden:
a — desplazamiento del pistón; b — velocidad del pistón; c — aceleración del pistón

tiene su máximo valor. Para $\lambda > 0{,}25$, cerca del P.M.I. cuando $\varphi = 180° \pm \arccos 1/(4\lambda)$ aparecen dos extremos adicionales de la aceleración.

Las funciones del desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón con respecto al ángulo de rotación de la manivela es más cómodo construirlas sumando los armónicos respectivos. Esta construcción se ilustra en la fig. 217 para un mecanismo cuyo valor de $k = 0$ y con una magnitud de λ más elevada ($\lambda = 0{,}4$) para mayor claridad.

La influencia del descentrado relativo $k \neq 0$, con la precisión adoptada, se refiere solamente al desplazamiento de los primeros armónicos s_1, v_1 y a_1 en un pequeño ángulo ($\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57{,}3°$).

La cinemática de la biela se determina por su ángulo de rotación β, que integra la expresión (259). Diferenciando esta ecuación con respecto al tiempo, obtenemos la relación

$$\cos\beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cos\varphi \frac{d\varphi}{dt},$$

de la cual se obtiene la velocidad angular de la biela

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \omega\lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta} \approx \omega\lambda \cos(\varphi - \Delta\varphi).$$

La aceleración angular de la biela será

$$\varepsilon_b = \frac{d\omega_b}{dt} = -\omega^2\lambda \left(\frac{\operatorname{sen}\varphi}{\cos\beta} - \lambda \frac{\cos^2\varphi \operatorname{sen}\beta}{\cos^3\beta} \right) \approx -\omega^2\lambda \operatorname{sen}(\varphi - \Delta\varphi).$$

§ 2. Fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela

El análisis de las fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela es indispensable para calcular la resistencia mecánica de las piezas del motor y para determinar las cargas sobre los cojinetes. Este análisis se efectúa para un determinado régimen de funcionamiento del motor. En concordancia con el método cinetostático, al calcular el mecanismo biela-manivela del motor se consideran las cargas provenientes de las fuerzas de presión de los gases en el cilindro y las fuerzas de inercia de las masas en movimiento, mientras que las fuerzas de fricción se desprecian. El cárter del motor se considera inmóvil y se adopta que el cigüeñal gira con velocidad angular constante. Además, las fuerzas de inercia de las masas en movimiento del mecanismo biela-manivela se dividen en fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo (subíndice j) y fuerzas de inercia con movimiento giratorio (subíndice R).

La presión de los gases sobre el pistón $p_g = f(s)$ y, respectivamente, la fuerza de presión de los gases $P_g = p_g F_p$ (donde F_p es el área del pistón) se determinan del diagrama indicado, el cual se construye a partir de los resultados del cálculo térmico (que generalmente se hace para la potencia nominal y la velocidad de rotación respectiva). Para reconstruir gráficamente este diagrama, obteniendo el desarrollado en función del ángulo de rotación del cigüeñal $p_g = f(\varphi)$, aplicando la fórmula (258) se calcula el desplazamiento del pistón s y se trazan en el diagrama desde el P.M.S. (fig. 218, a

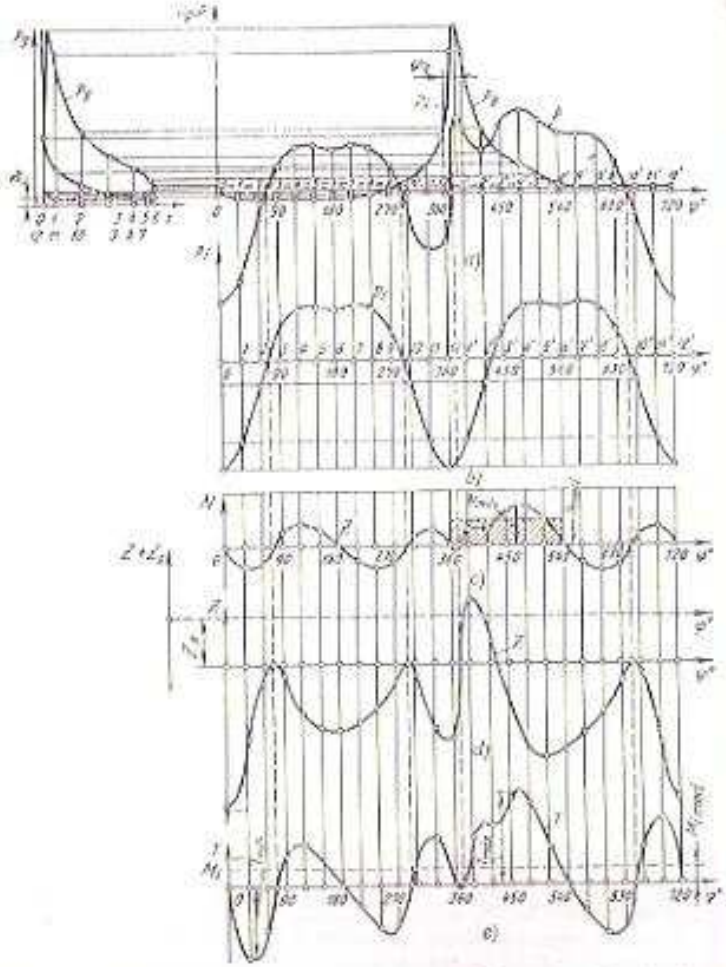


Fig. 218. Construcción de las curvas referentes a la variación de las diversas fuerzas en función del ángulo de rotación del cigüeñal:
a — fuerza de presión de los gases p_g y la suma de las fuerzas $P_g + P_j$ que actúan sobre el pie de biela; *b* — fuerza de inercia P_j; *c* — fuerza lateral N; *d* — fuerza normal Z; *e* — fuerza tangencial T

y *b*) los valores correspondientes a cada ángulo determinado (prácticamente cada 15 ó 30°) de rotación del cigüeñal.

La presión de los gases en el cilindro del motor (fig. 219) origina la fuerza P'_g, aplicada a la culata. Esta fuerza actúa a lo largo del eje del cilindro, su magnitud es igual, pero está en sentido contrario a la fuerza P_g que actúa sobre el pistón.

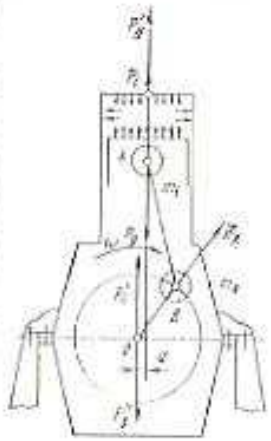


Fig. 219. Fuerzas P_g y P_j que actúan en el mecanismo biela-manivela

Para determinar las fuerzas de inercia es necesario conocer las masas de las piezas del mecanismo biela-manivela. Con el fin de simplificar los cálculos, el mecanismo real biela-manivela es reemplazado por un sistema dinámico equivalente de masas concentradas. Todas las piezas móviles se subdividen en tres grupos, de acuerdo al carácter de su movimiento:

1. Piezas que efectúan un movimiento alternativo a lo largo del eje del cilindro (grupo pistón). La masa del pistón con los anillos y el bulón se considera concentrada en el eje de este último y se designa por m_p.

2. Partes giratorias del cigüeñal. Las masas de estas piezas se reemplazan por una masa que está reducida al radio R de la manivela y se designa por m_R. La reducción se efectúa manteniendo las condiciones de igualdad entre las fuerzas centrífugas de inercia de las masas reales y la masa reducida.

La masa del muñón de biela $m_{m.b}$ con las partes adyacentes de los brazos (fig. 220, *a*) se adopta concentrada en el medio del eje del muñón y puesto que su centro de gravedad dista R del eje del cigüeñal, no se requiere la reducción de esta masa.

La masa de la parte central del brazo m_{br} siguiendo el contorno *abcd*, cuyo centro de gravedad se encuentra a un radio ρ, se reduce al radio R. De la condición de igualdad de las fuerzas centrífugas $m_{br}\rho\omega^2 = m_{br.R}R\omega^2$ tenemos

$$m_{br.R} = m_{br}\frac{\rho}{R}.$$

La masa reducida de toda la manivela

$$m_M = m_{m.b} + 2m_{br.R} = m_{m.b} + 2m_{br}\frac{\rho}{R}.$$

3. Piezas que realizan un movimiento complejo planoparalelo (grupo de piezas de la biela). La biela es reemplazada aproximadamente por un sistema de dos masas estáticamente equivalentes —la masa $m_{b.p}$, concentrada en el eje del bulón y la masa $m_{b.i}$, concen-

trada en el eje del muñón de biela del cigüeñal. La masa de la biela m_b se divide en dos partes (fig. 220, *b*): en aquella que está referida

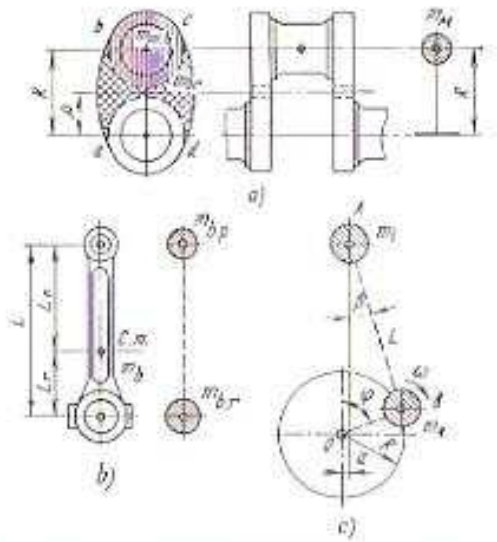


Fig. 220. Reducción del mecanismo biela-manivela a un sistema de dos masas

al eje del bulón en el pistón $m_{b.p} = m_b L_r/L$ y en la masa referida al eje del muñón de biela $m_{b.r} = m_b L_p/L$.

Para obtener un sistema dinámico equivalente deberán respetarse tres condiciones, a saber:

1) constancia de la masa total ($m_{b.p} + m_{b.r} = m_b$);

2) posición invariable del centro de gravedad de las masas ($m_{b.p} L_p = m_{b.r} L_r$);

3) momento de inercia constante con respecto al centro de masas.

El momento de inercia del sistema reducido

$$I_{red} = m_{b.p} L_p^2 + m_{b.r} L_r^2 = m_b \frac{L_r}{L} L_p^2 + m_b \frac{L_p}{L} L_r^2 = m_b L_r L_p$$

debe ser igual al momento de inercia de la biela I_b.

Esta condición no se observa para las bielas reales, e $I_{red} > I_b$.

El valor de

$$\Delta I = I_{red} - I_b = (0{,}01 - 0{,}03)\, m_b R^2/\lambda^2.$$

En los cálculos teóricos precisos es necesario aplicar al sistema equivalente un momento corrector de las fuerzas de inercia

$$\Delta M = \varepsilon_b \Delta I,$$

donde

$$\varepsilon_b = \frac{d^2\beta}{dt^2} \approx -\omega^2 \lambda \operatorname{sen} \varphi.$$

El momento corrector ΔM está orientado según la aceleración angular de la biela (en el primer cuadrante, siguiendo el sentido de rotación de la manivela). En vista de que los valores de este momento son pequeños, generalmente se desprecian y se cumplen solamente las dos primeras condiciones de equivalencia.

Para la mayoría de las estructuras existentes de motores de automóvil

$$m_{b.p} = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\, m_b \text{ y } m_{b.r} = (0{,}8 \ldots 0{,}7)\, m_b.$$

Así pues, todo el mecanismo biela-manivela (fig. 220, *c*) se reemplaza aproximadamente por un sistema de dos masas concentradas unidas por enlaces rígidos imponderables: la masa en el punto A, que tiene movimiento alternativo:

$$m_A = m_p + m_{b.p},$$

y la masa en el punto B, con movimiento rotativo:

$$m_B = m_M + m_{b.r}.$$

En los motores en V se juntan dos bielas de los cilindros opuestos en el muñón del cigüeñal, por eso

$$m_B = m_M + 2m_{b.r}.$$

Los valores de m_p y m_b se eligen de acuerdo a los datos de las estructuras existentes.

Las masas constructivas m_p' y m_b', referidas a la unidad de superficie del pistón F_p, se ilustran en la tabla 25.

En conformidad con el sistema adoptado, en el cual dos masas dinámicamente reemplazan el mecanismo biela-manivela, las fuerzas de inercia se reducen a dos: la fuerza de inercia P_j de las masas

25. Masas constructivas de las piezas del mecanismo biela-manivela, en kg/m² (g/cm²)

Motores	Masa del pistón de aleación de aluminio m_p'	Masa de la biela m_b'
De carburador ($D = 60$—100 mm)	100—150 (10—15)	120—200 (12—20)
Diesel ($D = 80$—120 mm)	250—300 (20—30)	250—350 (25—35)

que tienen movimiento alternativo y la fuerza centrífuga de inercia Z_R de las masas rotativas.

La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo es

$$P_j = -m_j a = -m_j R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi + \ldots \text{sen}\ \varphi).$$

Esta fuerza es más cómodo presentarla como la suma de las fuerzas de inercia de primer y segundo orden, que varían de acuerdo a la ley armónica:

$$P_{I\,I} = C\cos(\varphi - \Delta\varphi); \quad P_{I\,II} = \lambda C\cos 2\varphi,$$

donde $C = -m_i R\omega^2$; $\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57{,}3°$.

Las curvas de aceleración del pistón $a = f(\varphi) = a_I + a_{II}$ en su respectiva escala y con signo invertido son las curvas de las fuerzas de inercia (véase la fig. 218, *b*).

La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo P_j en el sistema del mecanismo biela-manivela se manifiesta en forma de una fuerza libre de magnitud y signo variables que actúa a lo largo del eje del cilindro.

Si el bulón del pistón está descentrado en una distancia e con respecto al eje del cilindro, entonces la fuerza de inercia P_j está orientada a lo largo de una recta que atraviesa el centro común de las masas m_p y $m_{b.e}$ entre el eje del cilindro y el eje del bulón. Dicho desplazamiento es prácticamente muy pequeño y se puede despreciar en los cálculos dinámicos. Al mismo tiempo, la fuerza de presión de los gases (que actúa siempre a lo largo del eje del cilindro) origina un momento eP_g con respecto al eje del bulón. Por acción de este momento varía favorablemente la distribución de la carga sobre la pared del pistón y se elimina el huelgo entre el pistón y el cilindro.

Para mayor claridad al determinar la magnitud y dirección de las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo es conveniente utilizar el método de los vectores giratorios.

La fuerza P_{II} se determina como la proyección sobre el eje del cilindro del vector $C = -m_i R\omega^2$, que gira con la velocidad angular ω del cigüeñal.

La fuerza P_{III} se obtiene análogamente, como la proyección sobre el eje del cilindro del vector $\lambda C = -m_i R\omega^2\lambda$, que gira con la velocidad angular 2ω.

La fuerza centrífuga de las masas rotativas del mecanismo biela-manivela

$$Z_R = -m_R R\omega^2$$

está siempre dirigida a lo largo del radio de la manivela, tiene un valor constante y está aplicada en el centro B del muñón de biela de la manivela. La fuerza Z_R puede ser trasladada por su línea de acción al centro O del cigüeñal y descomponerla en dos fuerzas sobre los ejes de coordenadas:

$$Z_{R_x} = -m_R R\omega^2\cos\varphi$$

y

$$Z_{R_y} = m_R R\omega^2 \operatorname{sen}\varphi.$$

Examinemos más detalladamente la acción de las fuerzas de presión de los gases sobre el pistón y de las fuerzas de inercia de las masas en movimiento. La fuerza total P que actúa sobre el pistón

es la fuerza inicial:

$$P = P_g - P_j.$$

Al analizar la curva de la fuerza total $P = f(\varphi)$ (véase la fig. 218, *a*), se infiere que las fuerzas de inercia al final de la carrera de compresión y en el comienzo de la carrera de trabajo hacen disminuir la fuerza de presión del gas que actúa sobre el pistón.

La fuerza P, que actúa a lo largo del eje del cilindro (fig. 221) puede descomponerse en dos:

la fuerza lateral N, perpendicular al eje del cilindro

$$N = P\operatorname{tg}\beta \approx P\lambda(\operatorname{sen}\varphi - k), \quad (263)$$

y la fuerza K, dirigida a lo largo del eje de la biela:

$$K = P\frac{1}{\cos\beta} \approx P\left[1 + \frac{\lambda^2}{4}(1 - \cos 2\varphi)\right].$$

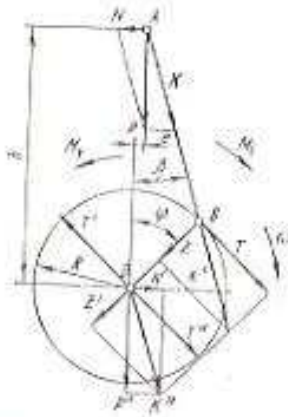


Fig. 221. Fuerzas y momentos que actúan en el mecanismo biela-manivela

Las ecuaciones aproximadas, como se mencionó anteriormente, son correctas con una precisión salvo los términos de segundo orden incluidas las magnitudes λ^2 y $k\lambda$. (El error relativo de estas expresiones constituye no más de 2%). La magnitud $k\lambda$ generalmente es muy pequeña y en los cálculos prácticos se puede menospreciar.

De la fórmula (263) se desprende que el desplazamiento del eje del cilindro siendo $k = (e/R) > 0$, disminuye un poco la fuerza normal N en la carrera de expansión.

La fuerza K puede ser trasladada por su línea de acción al centro del muñón de biela en la manivela ($K' = K$) y descomponerla en dos fuerzas: la fuerza normal Z, cuya dirección coincide con el radio de la manivela

$$Z = K\cos(\varphi + \beta) = P\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \approx$$

$$\approx P\left[\cos\varphi - \frac{\lambda}{2}(1 - \cos 2\varphi) + k\lambda\operatorname{sen}\varphi\right],$$

y la fuerza tangencial T, a la circunferencia del radio de la manivela

$$T = K\operatorname{sen}(\varphi + \beta) = P\frac{\operatorname{sen}(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \approx$$

$$\approx P\left(\operatorname{sen}\varphi + \frac{\lambda}{2}\operatorname{sen} 2\varphi - k\lambda\cos\varphi\right).$$

La fuerza normal Z la trasladamos por la línea de acción al centro del cigüeñal y la designamos por Z' ($Z = Z'$). La fuerza tangencial T también puede trasladarse al centro del cigüeñal ($T = T' = T''$), agregando el par de fuerzas (T, T'') con el momento M_t denominado momento torsor o par motor.

El par motor

$$M_t = TR = PR\frac{\operatorname{sen}(\varphi+\beta)}{\cos\beta} \approx$$

$$\approx PR\left(\operatorname{sen}\varphi + \frac{\lambda}{2}\operatorname{sen}2\varphi - k\lambda\cos\varphi\right),$$

se transmite al volante y a la transmisión a través del cigüeñal.

Las fuerzas Z' y T'' pueden sumarse y su resultante K', igual a la fuerza K, actúa a lo largo de la biela recargando los cojinetes de apoyo del cigüeñal. La fuerza K' puede descomponerse en dos fuerzas: N', perpendicular al eje del cilindro y $P'' = P''_g - P''_i$, que actúa paralelamente al eje del cilindro.

Las fuerzas N' y N, así como las fuerzas P'_g y P''_g (véase la fig. 219) dan lugar a dos pares de fuerzas, cuya suma de momentos se denomina *par de reacción* o *de vuelco* M_v, que actúa sobre las partes inmóviles del mecanismo biela-manivela. El par M_v está dirigido en sentido contrario al par motor y en correspondencia con la condición de equilibrio de las piezas móviles del mecanismo en su conjunto es igual en cuanto a su magnitud a la suma del par motor y del momento del par agregado al trasladar la fuerza de inercia $P'_i = P_i = -m_j a$ al eje de rotación de la manivela. Realmente, como se observa en la fig. 221:

$$M_v = Nh + P_g e = P\operatorname{tg}\beta\,(L\cos\beta + R\cos\varphi) +$$

$$+ (P - P_j)\,e = PR\frac{\cos(\varphi-\beta)}{\cos\beta} - P_j e = M_t - P_j e.$$

Además del par de vuelco, sobre las partes inmóviles del mecanismo biela-manivela actúan la fuerza de gravedad, la fuerza de inercia $P'_i = P_i$ cuyos signo y magnitud son variables y la fuerza centrífuga de inercia Z_R. Dichas fuerzas se equilibran por las reacciones de los apoyos y parcialmente por las fuerzas internas entre mecanismos y piezas individuales del motor.

Las direcciones de todas las fuerzas y momentos, mostrados en la fig. 221 se adoptan como positivos.

Habiendo calculado las fuerzas N, Z, y T para una serie de valores del ángulo φ, se construyen las curvas (véase la fig. 218, *c*—*e*). La curva de las fuerzas tangenciales T (fig. 218, *e*), simultáneamente representa la curva del par motor M_t de un cilindro en otra escala.

A continuación se determinan las fuerzas que actúan sobre los cojinetes de biela y de apoyo del cigüeñal. La fuerza resultante $R_{m.b}$, aplicada al muñón de biela de la manivela, se halla sumando la fuerza K, que actúa a lo largo del eje de la biela, con la fuerza centrífuga $Z_{R_m} = -m_{b.r} R\omega^2$, que aparece por efecto de la rotación

de una parte de la masa de la biela. La construcción se realiza en forma de un diagrama polar del vector de la fuerza $R_{m.b}$, orientado con respecto a la manivela del cigüeñal, que se asume como inmóvil. Primero se construye el diagrama polar de la fuerza K, trazando sus componentes Z y T, en las coordenadas rectangulares con el centro O (fig. 222), para diferentes ángulos φ de rotación de la manivela y obteniendo los respectivos puntos del extremo del vector K. Los puntos obtenidos φ_1, φ_2, etc. se unen consecutivamente en orden angular formando una curva continua, la cual representa un diagrama polar de la fuerza K con su centro en el punto O.

Para obtener el diagrama polar de la carga sobre el muñón de biela es suficiente trasladar verticalmente el centro O_c en el diagrama polar obtenido para la fuerza K, a la magnitud del vector Z_{R_m} pasándolo al punto O_m y unir los puntos φ_1, φ_2, etc. Este diagrama, construido por puntos cada 30° del ángulo de rotación del cigüeñal para un motor rápido de carburador de cuatro tiempos, se representa en la fig. 223, *a*. La proyección de cualquier vector del diagrama polar sobre la vertical da por resultado el valor de la fuerza normal $Z_{m.b} = Z + Z_{R_m}$, que actúa sobre el muñón de biela y está orientada siguiendo el radio de la manivela.

El diagrama polar reconstruido en coordenadas rectangulares φ y $R_{m.b}$ (fig. 223, *b*) permite determinar el valor medio $(R_{m.b})_{med}$ y por consiguiente, también la carga específica media sobre el cojinete, referida a la unidad de superficie de su proyección diametral:

$$p_i = \frac{(R_{m.b})_{med}}{d_{m.b} l'_{m.b}},$$

donde $d_{m.b}$ es el diámetro del muñón de biela; $l'_{m.b}$, la anchura de trabajo del cojinete.

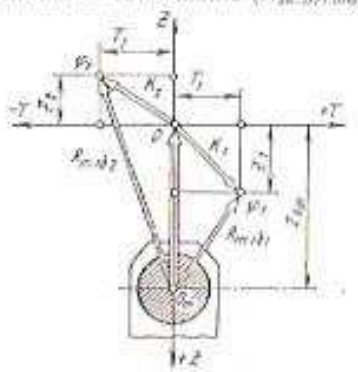


Fig. 222. Construcción del diagrama polar de la carga sobre el muñón de biela (trazado de los puntos del diagrama $\varphi = \varphi_1$ y $\varphi = \varphi_2$)

Utilizando el diagrama polar se puede construir el denominado diagrama del desgaste presumible del muñón (fig. 224), que proporciona una idea convencional sobre el carácter del desgaste, si se supone que éste es proporcional a las fuerzas que actúan sobre el muñón y tiene lugar en un sector de ±60° de la dirección instantánea de la fuerza K. Para la construcción del diagrama bajo un ángulo de 60° a la dirección de cada fuerza (fig. 224, *a*) a ambos lados se trazan rayas anulares, cuyas alturas sean proporcionales a la fuerza $R_{m.b}$ respectiva. La suma de las áreas de estas rayas representa en

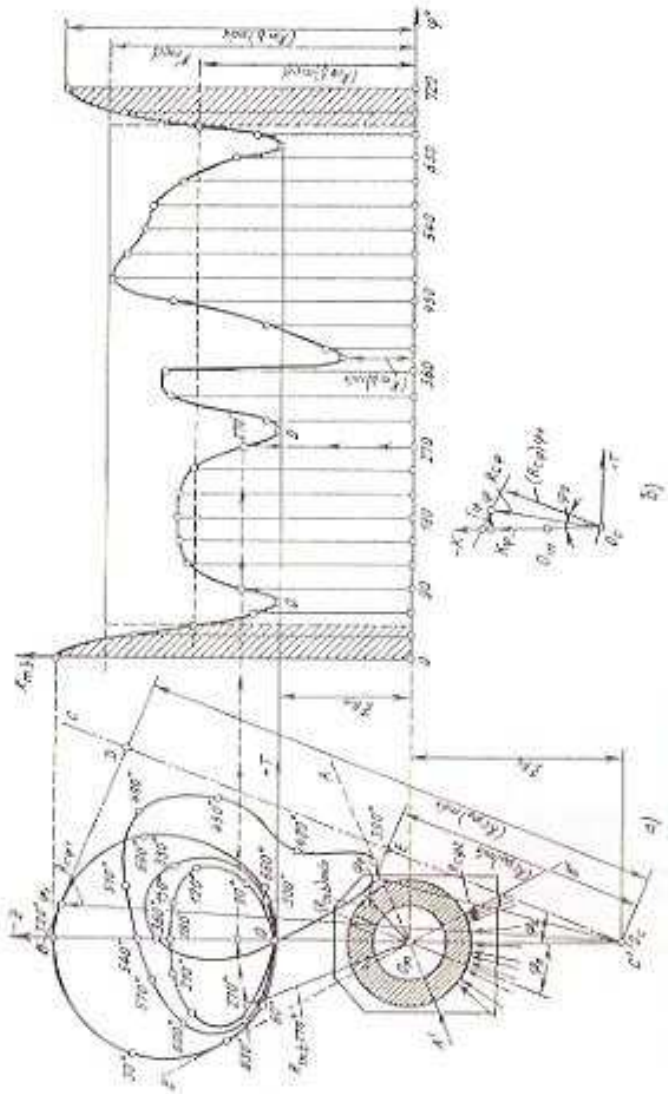


Fig. 223. Diagrama polar de la carga sobre el muñón de biela y su reconstrucción en las coordenadas rectangulares

resumen el diagrama convencional de desgaste (fig. 224, *b*). En el diagrama de desgaste del muñón se observa una zona de las mínimas presiones sobre el mismo. En este lugar del muñón deberá hallarse el orificio para suministrar aceite al cojinete.

Utilizando el diagrama de carga polar sobre el muñón de biela, puede hallarse la fuerza resultante R_c que actúa sobre el codo del árbol, flexionando el muñón de biela. Para esto, desde el polo O_m (véase la fig. 223, *a*) se traza verticalmente hacia abajo la fuerza centrífuga $Z_{R_c} = -m_R R\omega^2$ y se halla el nuevo polo O_c. El diagrama se transforma entonces en el diagrama polar de la fuerza resultante que actúa sobre el codo:

$$\vec{R}_c = \vec{R}_{\text{m. b}} + \vec{Z}_{R_c}.$$

La línea CC' pasa por el polo O_c formando un ángulo φ_3 (paralela al diámetro del muñón que pasa por el orificio de aceite). Dos perpendiculares a la línea CC', tangentes a los puntos extremos φ_1

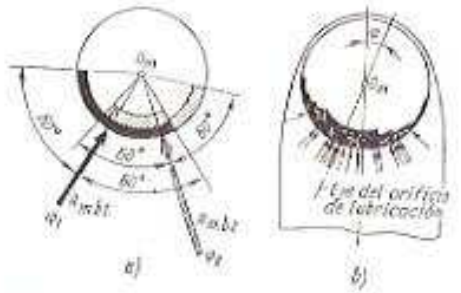


Fig. 224. Construcción del diagrama de desgaste del muñón de biela

y φ_2 del diagrama polar la cortan en dos segmentos O_cD y O_cE. Estos segmentos representan en la escala de fuerzas, para los ángulos de rotación del cigüeñal φ_1 y φ_2 respectivamente las proyecciones máxima y mínima $(R_{c\varphi_c})_{máx}$ y $(R_{c\varphi_c})_{mín}$ de las fuerzas resultantes $R_{c\varphi_1}$ y $R_{c\varphi_2}$ sobre la línea CC' (véase la fig. 223, *c*) y son iguales a:

$$(R_{c\varphi_c})_{máx} = Z_{\varphi_1}\cos\varphi_0 + T_{\varphi_1}\operatorname{sen}\varphi_0;$$

$$(R_{c\varphi_c})_{mín} = Z_{\varphi_2}\cos\varphi_0 + T_{\varphi_2}\operatorname{sen}\varphi_0.$$

Los valores de $(R_{c\varphi_c})_{máx}$ y $(R_{c\varphi_c})_{mín}$ se utilizan para el cálculo del muñón de biela a la flexión.

La fuerza resultante $R_{m.a}$, con que actúa el muñón de apoyo en un árbol que tiene un cojinete principal entre cada par de manivelas, orientada de acuerdo al cigüeñal, se encuentra sumando vectorialmente las fuerzas que se transmiten desde los dos codos vecinos (fig. 225). Se considera condicionalmente, que de cada codo se trans-

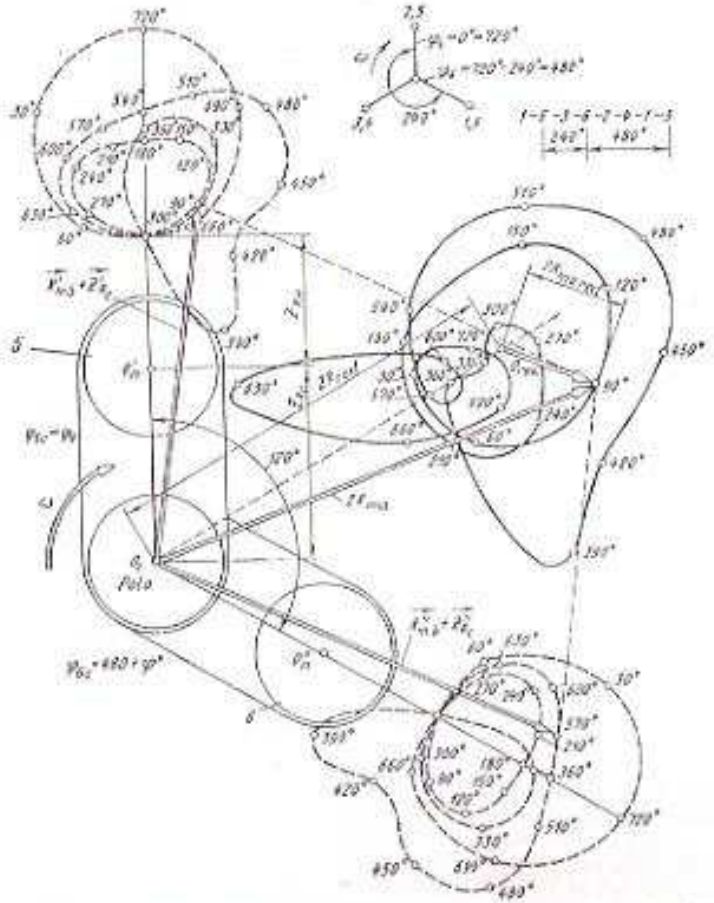


Fig. 225. Construcción del diagrama polar de la fuerza con que actúa el sexto muñón de bancada sobre el cojinete en un motor de carburador de seis cilindros en línea y de cuatro tiempos cuyo orden de funcionamiento es *1—5—3—6—2—4*: *1 — 6* — números de los cilindros

mite la mitad de la fuerza centrífuga Z_{n_c}. Entonces

$$\vec{R}_{m.\,a} = 0{,}5\vec{R}_{m.\,b} + 0{,}5\vec{Z}_{R_c} + 0{,}5\vec{R}_{m.\,a} + 0{,}5\vec{Z}_{n_c} = 0{,}5(\vec{R}_b + \vec{R}_c).$$

El diagrama polar de las fuerzas $R_{m.\,a}$ puede ser construido gráficamente, utilizando para esto dos diagramas polares de carga sobre el muñón de biela.

El primer diagrama se orienta con respecto a un codo, al segundo se hace con respecto al otro, uniendo los polos de ambos diagramas en un punto (véase fig. 225) y se suman por pares los vectores de uno y otro diagrama que actúan simultáneamente sobre el codo del cigüeñal, tomando en cuenta el orden de funcionamiento de los cilindros. Cada uno de los vectores resultantes obtenidos representa una fuerza doble sobre el muñón de apoyo para un ángulo dado de rotación del cigüeñal.

Uniendo los extremos de los vectores φ_1, φ_2, φ_3, . . . con una curva suave se obtiene un diagrama polar de fuerzas que se transmiten al apoyo del muñón de apoyo.

El diagrama polar de carga sobre el muñón de apoyo, originada por la reacción del cojinete, se obtiene girando el diagrama en 180° (véase la fig. 225) con respecto al cigüeñal inmóvil. Este diagrama se utiliza para construir el respectivo diagrama de desgaste.

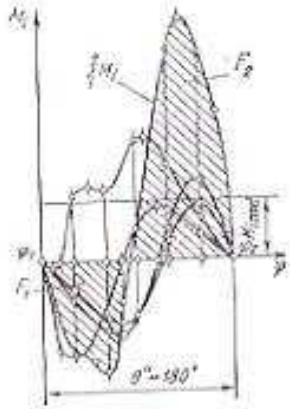


Fig. 226. Construcción de la curva del par motor total para un motor de cuatro tiempos y de cuatro cilindros

Sumando gráficamente las curvas de los pares motores M_i para los cilindros individuales, se construye la curva del torque total $M_t = f(\varphi)$ de un motor multicilíndrico. En este caso las curvas para los cilindros individuales deberán desfazarse una con respecto a la otra en el ángulo θ, correspondiente al intervalo entre las carreras de trabajo de dichos cilindros. Para los motores de cuatro tiempos con iguales intervalos entre las carreras de trabajo $\theta = 720°/i$, donde i es el número de cilindros del motor (para los motores de dos tiempos $\theta = 360°/i$).

El par motor total varía con un período igual a θ. La construcción de un sector de la curva del par motor total ΣM_i, correspondiente al ángulo θ, para un motor de cuatro tiempos se muestra en la fig. 226. La curva del par motor para un cilindro se ha tomado de la fig. 218, *e*. El valor medio del par motor total es

$$(M_t)_{med} = \frac{1}{\theta}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\sum M_i\,d\varphi = \frac{F_2 - F_1}{\theta},$$

donde F_1 y F_2 son las áreas positiva y negativa del diagrama.

En vista de que para construir el diagrama del par motor no se han tomado en cuenta las pérdidas por fricción y en el accionamiento de los mecanismos auxiliares, el par motor efectivo real M_e obtenido en el eje es menor que el total medio:

$$M_e = (M_i)_{med} \eta_m$$

El momento $(M_i)_{med}$ es el torque indicado medio del motor y varía proporcionalmente al trabajo de los gases por ciclo, ya que el trabajo de las fuerzas de inercia en cada revolución del cigüeñal del motor es igual a cero.

CAPÍTULO XVII

Equilibrado y uniformidad de la marcha del motor

§ 1. Equilibrado de los motores

El motor se dice que está equilibrado si durante un régimen estacionario de funcionamiento sobre sus soportes se transmiten unas fuerzas cuyas magnitud y dirección son constantes.

En un motor no equilibrado la presión sobre los soportes varía continuamente y origina vibraciones del bastidor y del vehículo en su conjunto, lo que va acompañado con el debilitamiento de las uniones empernadas, con sobrecargas en determinadas piezas, incrementando su desgaste, y con otros fenómenos indeseables.

La primera causa del desequilibrio en el motor de pistón consiste en la existencia de las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo P_j, que varían en magnitud y en signo, así como de las fuerzas centrífugas de las masas giratorias Z_R que varían permanentemente de dirección. En el motor multicilíndrico las fuerzas P_j y Z_R de cada uno de los cilindros parcialmente se equilibran, pero en su conjunto pueden originar la aparición de fuerzas de inercia libres no equilibradas y sus respectivos momentos.

La segunda causa del desequilibrio es la irregularidad (variación) del par motor o torque total ΣM_i y del par de vuelco M_v que tiene un sentido contrario. Análogamente actúa también el momento de corrección $\Delta M = \delta \Delta I$. El par motor total es una función periódica del ángulo de rotación del cigüeñal, por eso la menor posible variación de las reacciones de los soportes se consigue aumentando el número de cilindros y respetando la igualdad de los intervalos entre las carreras de trabajo, lo que asegura una mayor uniformidad del par motor total.

El motor alternativo no puede estar completamente equilibrado, ya que es inevitable la irregularidad del par motor, lo que siempre origina la variación periódica de la carga sobre los soportes. Por eso, al hablar sobre el equilibrado del motor, con este concepto por lo común se sobreentiende la observancia del grado tolerable de vibración como resultado de las medidas constructivas y de producción adoptadas que permiten eliminar en una u otra medida las causas que suscitan el desequilibrio.

El equilibrado del motor en la práctica se realiza eligiendo correspondientemente el número y la posición de los cilindros, la disposición de las manivelas del cigüeñal, así como la colocación de los contrapesos. Para conocer el grado de equilibrado generalmente se limitan al análisis de las fuerzas de inercia y de sus momentos de primer y segundo orden, además sin considerar el posible descentrado que puedan tener los ejes de los cilindros ($e = kR = 0$).

Para obtener el equilibrado constructivo previsto se presenta

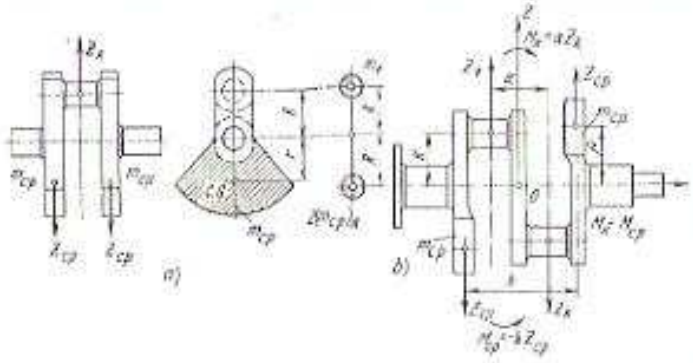


Fig. 227. Equilibrado de cigüeñales:
a — de manivela única; b — de dos codos

también una serie de requisitos ante la producción de las piezas individuales del motor en cuanto a las tolerancias en sus masas y dimensiones.

La fijación de estas tolerancias está condicionada por la necesidad de cumplir en mayor o menor grado las condiciones siguientes:

1) igualdad de masas en los juegos de piezas del pistón;

2) igualdad de masas de las bielas e idéntica posición de sus centros de gravedad;

3) equilibrado dinámico del cigüeñal.

El equilibrado de las fuerzas de inercia de las masas giratorias del mecanismo biela-manivela se consigue colocando las masas giratorias en las manivelas o los contrapesos, de tal manera que se cumplan las dos condiciones siguientes:

1) el centro de gravedad del sistema reducido del cigüeñal se encuentre en el eje de rotación;

2) la suma de los momentos de las fuerzas centrífugas de inercia de las masas giratorias con respecto a cualquier punto del eje del cigüeñal sea nula.

El cumplimiento de la primera condición se obtiene aplicando el equilibrado estático y se comprueba montando el cigüeñal sobre prismas. Esta condición de equilibrado se expresa analíticamente

por la igualdad a cero de la resultante de todas las fuerzas centrífugas de inercia.

El cumplimiento de la segunda condición (cumpliéndose simultáneamente la primera) se asegura mediante el equilibrado dinámico, el cual se comprueba haciendo girar el cigüeñal en máquinas equilibradoras.

Ambas condiciones de equilibrado corresponden a la rotación del cigüeñal en torno a su eje principal central de inercia.

En un cigüeñal de una sola manivela la suma de las fuerzas centrífugas desarrolladas por los dos contrapesos deberá ser igual y de dirección contraria a la fuerza centrífuga Z_n (fig. 227, *a*):

$$2Z_{cp} = Z_n \text{ o } 2m_{cp}\rho\omega^2 = m_n R\omega^2.$$

Por lo tanto, la masa de cada contrapeso será:

$$m_{cp} = \frac{1}{2}\frac{R}{\rho} m_n.$$

En el cigüeñal de dos codos, el momento creado por las fuerzas centrífugas de dos contrapesos debe equilibrar el momento creado por las fuerzas centrífugas que aparecen durante la rotación de dos manivelas (fig. 227, *b*):

$$Z_{cp}b = Z_n a \text{ o } m_{cp}\rho\omega^2 b = m_n R\omega^2 a.$$

De esta manera:

$$m_{cp} = \frac{a}{b}(R/\rho)\, m_n.$$

Los cigüeñales simétricos de codos múltiples de los motores multicilíndricos generalmente se equilibran en conjunto sin colocar contrapesos. Sin embargo, frecuentemente se dotan de contrapesos con el fin de disminuir los momentos, que flexionan el cigüeñal, y descargar los cojinetes principales. Los contrapesos aseguran además, una distribución más uniforme de la presión alrededor del muñón de bancada.

En caso de que los contrapesos se instalen en la prolongación de los brazos de cada codo (fig. 227), en el diagrama polar de carga convencional sobre el muñón de bancada será necesario desplazar el polo O_c (fig. 228) al punto O_{cp} a lo largo de la línea bisectriz del ángulo entre los codos en la dirección del diagrama polar a una magnitud de $\vec{R}_{cp} = \vec{Z}_{cp} + \vec{Z}_{cp}$. Si la construcción se efectúa en la escala de los diagramas polares para los muñones de biela, entonces en lugar de $\vec{R}_{cp}$ se traza $2\vec{R}_{cp}$.

En los cigüeñales asimétricos de manivelas múltiples el equilibrado dinámico resulta posible solamente colocando contrapesos. Si esta colocación en la prolongación de cada brazo no es conveniente o resulta dificultosa, entonces el momento longitudinal M_n se equilibra combinando el montaje de un menor número de contrapesos,

pero con la condición de que $M_{cp} = M_R$ y además se encuentre en el mismo plano que el momento longitudinal.

A continuación se estudian los procedimientos de equilibrado en los diferentes tipos de motores.

Motor monocilíndrico. En este motor la suma de las fuerzas centrífugas se equilibra con contrapesos que se colocan en la prolongación de los brazos de la manivela; mientras que las fuerzas de inercia de primer orden P_{I1} y segundo orden P_{III} pueden equilibrarse solamente con ayuda de un sistema de contrapesos adicionales (fig. 229).

La fuerza de inercia P_{II} se equilibra colocando un contrapeso en cada uno de los dos árboles A y A', paralelos al eje del cigüeñal

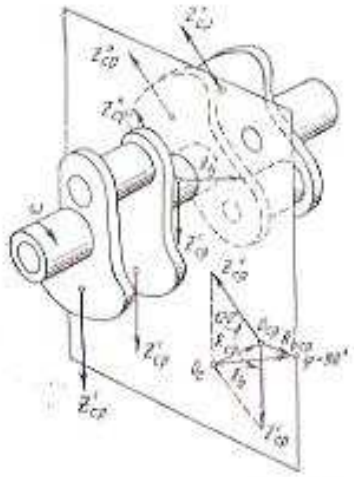


Fig. 228. Reducción de la carga en el cojinete de bancada instalando contrapesos

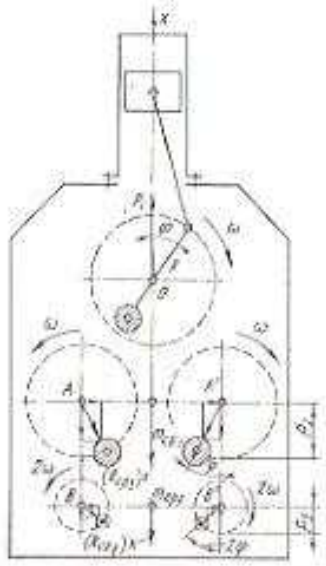


Fig. 229. Equilibrado de las fuerzas de inercia en un motor monocilíndrico, aplicando el sistema de contrapesos que giran en el plano de rotación de la manivela

y dispuestos simétricamente a ambos lados en el cárter del motor, que giran en direcciones opuestas con una velocidad igual a la frecuencia de rotación del cigüeñal. Los contrapesos se montan en un plano que pasa por el eje del cilindro y es perpendicular al eje del cigüeñal, además se colocan de tal manera que durante la rotación siempre conforman con la línea vertical un ángulo φ, igual al ángulo

de rotación del cigüeñal. (En el motor con mecanismo biela-manivela descentrado este ángulo debe ser igual a $\varphi - \Delta\varphi = \varphi - \delta\lambda \cdot 57{,}3°$.) Las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas de inercia de estos contrapesos son de igual magnitud, pero están dirigidas en sentido contrario y, por lo tanto, se equilibran mutuamente.

La resultante de las componentes verticales de las fuerzas centrífugas de inercia de los contrapesos está situada en el eje del cilindro y dirigida en sentido contrario a la fuerza de inercia. Esta resultante es

$$2\,(R_{cp\,I})_z = 2Z_{cp\,I} \cos\varphi = 2m_{cp\,I}\rho_I\omega^2 \cos\varphi.$$

Si la masa de cada contrapeso se elige cumpliendo la condición $2m_{cp}\rho_I = m_jR$, es decir, $m_{cp} = 1/2\,(R/\rho_I)\,m_j$, entonces la resultante de las componentes verticales de las fuerzas centrífugas de inercia de los contrapesos adicionales equilibrará la fuerza de inercia de primer orden.

Para equilibrar la fuerza de inercia de segundo orden se instala un contrapeso en cada uno de otros dos árboles B y B' situados análogamente a los primeros, pero que giran con doble velocidad angular del cigüeñal. Los contrapesos se colocan de tal manera que durante la rotación siempre conforman con la vertical el ángulo 2φ, igual al doble ángulo de rotación del cigüeñal. Las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas de inercia de los contrapesos se equilibran entre sí. La resultante de sus componentes verticales igual a

$$2\,(R_{cp\,II})_z = 2Z_{cp\,II} \cos 2\varphi = 2m_{cp\,II}\rho_{II}\,(2\omega)^2 \cos 2\varphi$$

equilibra la fuerza de inercia de segundo orden, si la masa de cada contrapeso adicional se elige partiendo de la condición

$$2m_{cp\,II}\rho_{II}\,(2\omega)^2 = m_j\lambda R\omega^2,$$

es decir

$$m_{cp\,II} = \frac{1}{8}\lambda\,\frac{R}{\rho_{II}}\,m_j.$$

Semejante equilibrado de los motores monocilíndricos se realiza solamente en bancos experimentales especiales destinados a efectuar trabajos de investigación. En la mayoría de los motores monocilíndricos se limitan a colocar en la prolongación de los brazos del cigüeñal contrapesos con una masa mayor ($m_{cp} + \Delta m_{cp}$). Como resultado de este equilibrado denominado excesivo se consigue disminuir la magnitud absoluta de la componente vertical de la fuerza de inercia no equilibrada de primer orden (apareciendo simultáneamente la componente horizontal no equilibrada de la fuerza centrífuga de los contrapesos).

Motor de dos cilindros en línea. El cigüeñal de este motor (fig. 230, *a*) tiene las manivelas dispuestas a 180°, equilibradas por contrapesos.

Las fuerzas de inercia de primer orden para el primer y segundo cilindros se equilibran:

$$P_{I1} = C \cos \varphi, \quad C = -m_i R \omega^2,$$
$$P_{I2} = C \cos (180^\circ + \varphi) = -C \cos \varphi.$$

Sin embargo, ellas dan lugar a la fuerza no equilibrada con el

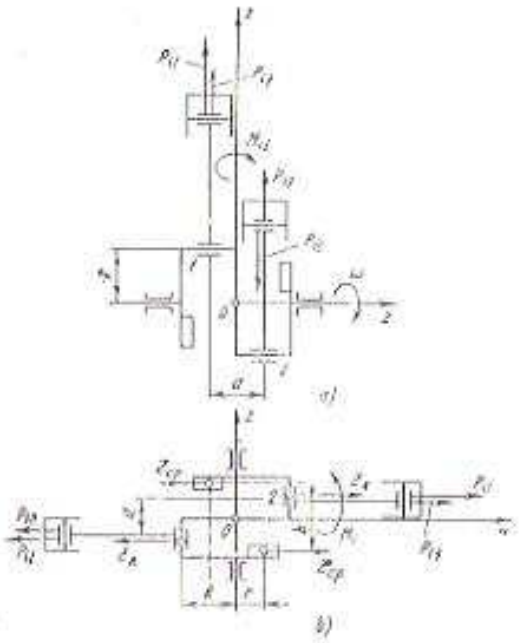


Fig. 230. Esquemas de cigüeñales para motores de dos cilindros.
a — en línea; b — con cilindros opuestos

momento $M_{I1} = aC \cos \varphi$, que actúa en el plano conformado por los ejes de los cilindros.

Las fuerzas de inercia de segundo orden para los dos cilindros $P_{II1} = \lambda C \cos 2\varphi$; $P_{II2} = \lambda C \cos 2 (180^\circ + \varphi) = \lambda C \cos 2\varphi$ son iguales, tiene la misma dirección y poseen la resultante

$$\sum P_{III} = 2\lambda C \cos 2\varphi.$$

El momento de las fuerzas de inercia de segundo orden $M_{III} = 0$.

Motor de dos cilindros opuestos de cuatro tiempos. En este motor se emplea un cigüeñal de dos manivelas dispuestas a 180°, equilibrado con contrapesos (fig. 230, *b*).

Las fuerzas de inercia de primer y segundo orden para el primer cilindro son iguales a las respectivas fuerzas de inercia del segundo cilindro, pero están dirigidas siempre en sentido contrario. Por lo tanto, sus fuerzas resultantes son nulas. Puesto que los ejes de los cilindros son paralelos, las fuerzas dan lugar a un par, que actúa en el plano conformado por los ejes de los cilindros, el cual no está equilibrado:

$$M_I = M_{I1} + M_{III} = a C (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Motor de cuatro tiempos de cuatro cilindros en línea. El cigüeñal de este motor (fig. 231) tiene manivelas dispuestas a 180° (se usan

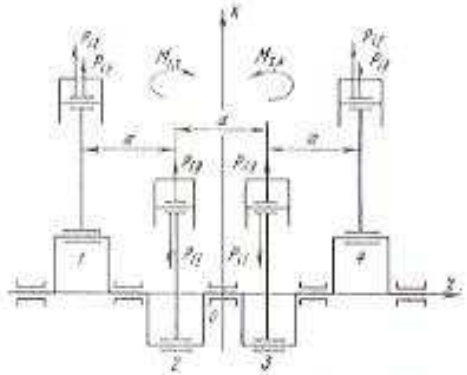


Fig. 231. Esquema de un cigüeñal de un motor en línea, de cuatro tiempos y de cuatro cilindros

en los automóviles «Moskvich» y «Volga»). El cigüeñal está equilibrado, es decir, $Z_R = 0$ y $M_R = 0$.

Las fuerzas de inercia de primer orden para el primer y cuarto cilindros son

$$P_{I1} = C \cos \varphi,$$

mientras que para el segundo y tercer cilindros

$$P_{I2} = C \cos (180^\circ + \varphi) = -C \cos \varphi.$$

Por lo tanto, su resultante $\sum P_{I1} = 0$. Por efecto de la acción simétrica de estas fuerzas con respecto al punto medio del cigüeñal, el momento $M_{I1} = 0$.

Las fuerzas de inercia de segundo orden para los cilindros primero y cuarto será

$$P_{III} = \lambda C \cos 2\varphi,$$

y para los cilindros segundo y tercero

$$P_{III} = \lambda C \cos 2 (180^\circ + \varphi) = \lambda C \cos^2 \varphi.$$

Por lo tanto, todas estas fuerzas son iguales y siempre están dirigidas en un mismo sentido. Su resultante es

$$\sum P_{III} = 4\lambda C \cos 2\varphi.$$

El momento de las fuerzas de inercia de segundo orden es $M_{III} = 0$.

Motor de cuatro tiempos de seis cilindros. El cigüeñal tiene las

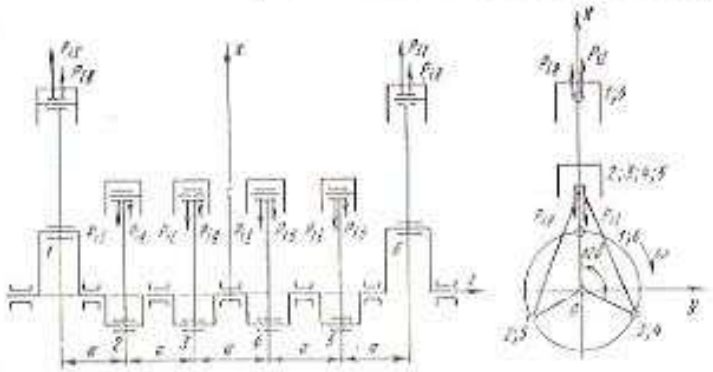


Fig. 232. Esquema de un motor en línea, de cuatro tiempos y de seis cilindros

manivelas dispuestas a 120° (fig. 232) y está equilibrado, o sea, $Z_R = 0$ y $M_R = 0$.

Las fuerzas de inercia de primer y segundo orden para los cilindros primero y sexto son

$$P_{I1} = C \cos \varphi, \quad P_{III} = \lambda C \cos \varphi;$$

para los cilindros segundo y quinto

$$P_{I2} = C \cos (240° + \varphi), \quad P_{III} = \lambda C \cos 2 (240° + \varphi);$$

para los cilindros tercero y cuarto

$$P_{I3} = C \cos (120° + \varphi), \quad P_{III} = \lambda C \cos 2 (120° + \varphi).$$

La fuerza de inercia resultante de primer orden para todos los cilindros

$$\sum P_{I} = 2C [\cos \varphi + \cos (240° + \varphi) + \cos (120° + \varphi)] = 0.$$

Análogamente, la fuerza de inercia resultante de segundo orden

$$\sum P_{III} = 0.$$

Por efecto de la disposición especular de las manivelas del cigüeñal, las fuerzas de inercia no originarán ningún momento longitudinal, es decir, $M_{II} = 0$ y $M_{III} = 0$.

Motor de dos cilindros en V formando un ángulo de 90°. El cigüeñal de este motor tiene un codo en el cual se unen las bielas de ambos cilindros situados en un mismo plano (fig. 233).

Las masas rotativas originan la fuerza centrífuga $Z_R = m_R R\omega^2$, la cual se equilibra con dos contrapesos instalados en las prolongaciones de los brazos de la manivela del cigüeñal.

Las fuerzas de inercia de primer orden:

para el primer cilindro

$$P_{I1} = C \cos \varphi,$$

para el segundo cilindro

$$P_{I2} = C \cos (\varphi - 90°) = C \operatorname{sen} \varphi.$$

Estas fuerzas son mutuamente perpendiculares, por eso su resultante es

$$R_I = \sqrt{(P_{I1})^2 + (P_{I2})^2} = -C = m_1 R\omega^2.$$

El ángulo que forma la resultante con el eje del primer cilindro es:

$$\varphi = \operatorname{arc\,tg} \frac{P_{I2}}{P_{I1}} = \varphi.$$

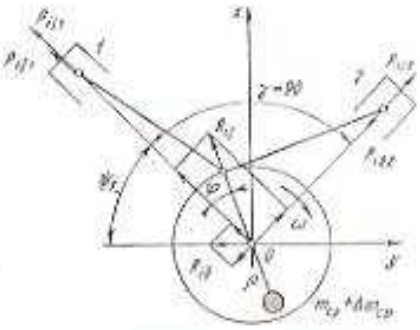


Fig. 233. Esquema de un motor de dos cilindros en V formando un ángulo de 90°. $1 - 2$ — números de los cilindros

La resultante de las fuerzas de inercia de primer orden R_{II} tiene magnitud constante y siempre está orientada siguiendo el radio de la manivela. Por lo tanto puede ser equilibrada simplemente aumentando la masa de los contrapesos, colocados en la prolongación de los brazos de la manivela del cigüeñal para equilibrar las fuerzas centrífugas de las masas rotativas. La masa adicional para cada contrapeso se determina por la ecuación

$$2\Delta m_{cp} r\omega^2 = m_1 R\omega^2,$$

de la cual

$$\Delta m_{cp} = \frac{i}{2} \frac{R}{r} m_1.$$

Las fuerzas de inercia de segundo orden:

para el primer cilindro

$$P_{III} = \lambda C \cos 2\varphi$$

para el segundo cilindro

$$P_{III2} = \lambda C \cos 2 (\varphi - 90°) = -\lambda C \cos 2\varphi.$$

La resultante de estas fuerzas

$$R_{III} = \sqrt{(P_{III1})^2 + (P_{III2})^2} = -\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\varphi.$$

El ángulo que forma la resultante de las fuerzas de inercia de segundo orden con el eje del primer cilindro se encuentra de la expresión

$$\operatorname{tg}\psi_1 = \frac{P_{III2}}{P_{III1}} = -1, \quad \psi_1 = -45^\circ \text{ ó } 135^\circ.$$

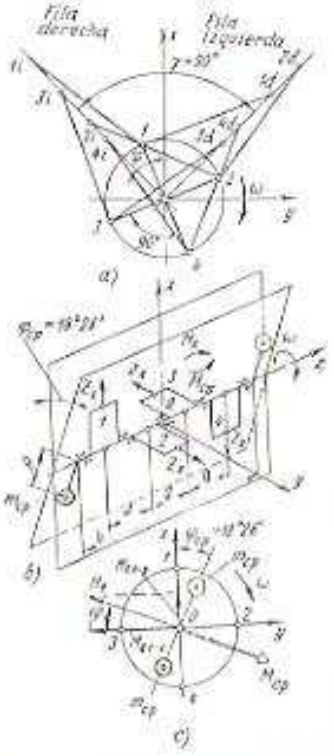


Fig. 234. Esquema de un motor de ocho cilindros, de cuatro tiempos en V formando un ángulo de 90°

Por consiguiente, la resultante de las fuerzas de inercia de segundo orden $R_{III} = -\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\varphi$ no está equilibrada, varía siguiendo una ley armónica y actúa a lo largo del eje O_{II}, es decir, en dirección horizontal.

Para otros ángulos entre los ejes de los cilindros que no sean iguales a 90°, las ecuaciones para las fuerzas de inercia se complican.

Motor de ocho cilindros en V formando un ángulo de 90°. En este motor (fig. 234,*a* y *b*) el cigüeñal es asimétrico y tiene las manivelas dispuestas en dos planos perpendiculares (motores ZIL-111, ZIL-130, YaMZ-238 y ZMZ-13). El motor puede ser considerado como la unión de 4 motores de dos cilindros en V. La resultante de las fuerzas Z_R y C es nula, pero en vista de que el cigüeñal no es simétrico actúan los momentos longitudinales M_R y M_{II}. La magnitud de estos momentos puede hallarse tomando los momentos de las fuerzas con respecto al centro del cigüeñal O. El momento total que originan las fuerzas de las manivelas primera y cuarta actúa en el plano de estas últimas y es igual a $3aZ_R$ y $3aC$. El momento total de las fuerzas en las manivelas segunda y tercera actúa en el plano perpendicular a la primera y es igual a aZ_R y aC.

El momento resultante (fig. 234, *c*) se obtiene sumando geométricamente estos momentos:

$$M_R = \sqrt{(3aZ_R)^2 + (aZ_R)^2} = \sqrt{10}\,aZ_R$$

y respectivamente

$$M_{II} = \sqrt{(3aC)^2 + (aC)^2} = \sqrt{10}\,aC.$$

El plano en que actúa el momento resultante se determina por el ángulo φ entre aquél y el plano de la primera manivela:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{a(Z_R + C)}{3a(Z_R + C)} = \frac{1}{3}, \quad \varphi = 180°26'.$$

El momento resultante puede ser equilibrado tanto por contrapesos que se instalen en cada manivela, como por dos contrapesos colocados en los extremos del cigüeñal en el plano donde actúa el momento.

En este último caso la masa de cada contrapeso se determina de la condición de igualdad de los momentos:

$$m_{cp}\rho\omega^2 b = \sqrt{10}\,a(Z_R - C),$$

de donde

$$m_{cp} = \sqrt{10}\,\frac{a}{b}(Z_R - C)/\rho\omega^2 = \sqrt{10}\,\frac{a}{b}\,\frac{R}{\rho}\,(m_R + m_1).$$

Las resultantes de las fuerzas de inercia de segundo orden para cada par de cilindros, en correspondencia con la situación de las manivelas son iguales a:

$\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\varphi$, para la primera manivela;

$\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\,(90° + \varphi) = -\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\varphi$, para la segunda manivela;

$\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\,(270° + \varphi) = -\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\varphi$, para la tercera manivela;

$\sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\,(180° + \varphi) = \sqrt{2}\,\lambda C \cos 2\varphi$, para la cuarta manivela.

Estas resultantes se encuentran en el plano horizontal, son iguales en su magnitud, pero de signos opuestos en pares. Por consiguiente, su resultante será nula ($R_{III} = 0$). El momento M_{III} también resulta nulo.

Motor de cuatro tiempos, de doce cilindros en dos hileras. El motor de doce cilindros en dos hileras puede considerarse como el conjunto de dos motores de seis cilindros en línea con un cigüeñal común de seis manivelas. En cada motor de seis cilindros las fuerzas de inercia de primer y segundo orden, así como sus momentos, están equilibrados; por lo tanto, esto también se cumple para el motor de doce cilindros en dos hileras, independientemente de la magnitud del ángulo entre las líneas de cilindros.

Para cumplir la igualdad de los intervalos entre las carreras de trabajo de cada uno de los cilindros, el ángulo entre las líneas de

cilindros debe ser múltiplo de 60°. Sin embargo, en algunos casos, con el fin de reducir las dimensiones del motor y atentando un poco contra la uniformidad del torque, se adopta un ángulo entre los cilindros que se desvía de la condición anteriormente señalada. Entonces las carreras de trabajo en los diferentes cilindros se realizan a intervalos desiguales de tiempo.

§ 2. Uniformidad de la marcha del motor

La dinámica y el equilibrado del motor se han investigado aplicando el método cinetostático, además se ha supuesto que el cigüeñal es absolutamente rígido y gira a velocidad angular constante $\omega = \text{const}$, a la cual corresponden determinadas fuerzas de inercia y fuerzas en el sistema biela-manivela.

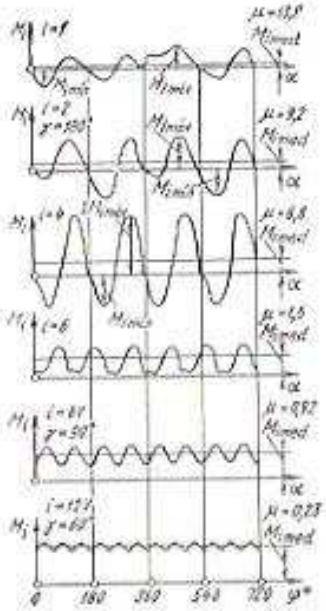


Fig. 235. Momentos torsores totales para motores con diferentes números de cilindros

En la realidad, inclusive durante el régimen de funcionamiento estacionario del motor la velocidad angular del cigüeñal no permanece constante, sino varía periódicamente: $\omega = f(t)$. La causa principal de la variación periódica de la velocidad angular consiste en la mencionada irregularidad del par motor o torque, condicionada por la periodicidad del proceso de trabajo y por las propiedades cinemáticas del mecanismo biela-manivela. Siendo constante el momento medio de resistencia (carga útil constante), el par motor irregular origina la correspondiente inuniformidad de la marcha (rotación del cigüeñal) del motor. Por efecto de la irregularidad del torque, en un cigüeñal flexible se engendran oscilaciones torsionales que incrementan la irregularidad de rotación del cigüeñal y pueden dar lugar a su destrucción.

El grado de uniformidad en la variación del torque total del motor generalmente es apreciado por el *coeficiente de irregularidad del momento de torsión*

$$\mu = \frac{M_{i\,max} - M_{i\,min}}{(M_i)_{med}},$$

El coeficiente μ varía para un mismo motor al cambiar su régimen de funcionamiento. La irregularidad del torque disminuye cuando aumenta el número de cilindros del motor (fig. 235). Como se desprende de dicha figura el coeficiente μ disminuye rápidamente a medida que crece el número de cilindros.

En cada instante el torque del motor se equilibra con el momento de resistencia, que se aplica al cigüeñal, y el momento de las fuerzas de inercia de todas las masas rotativas, reducidas a las masas rotativas equivalentes:

$$-I_\Sigma \frac{d\omega}{dt} - M_r + M_t = 0, \qquad (264)$$

donde M_r es el momento de resistencia que considera además el momento de las fuerzas de fricción en el propio motor y el momento consumido en accionar los mecanismos auxiliares; I_Σ, el momento de inercia de todas las masas reducidas al eje del cigüeñal; $d\omega/dt = \varepsilon$, la aceleración angular del cigüeñal.

En adelante al momento de resistencia (incluidas las pérdidas internas) vamos a considerarlo constante e igual al valor medio del torque indicado del motor, mientras que se despreciará la variación del momento de inercia reducido I_Σ. Entonces las oscilaciones de la velocidad del cigüeñal estarán condicionadas solamente por la variación del valor instantáneo $\sum M_i$ con respecto al valor medio $(M_i)_{med}$. En la fig. 236 se representa la curva del torque del motor y se muestra su valor medio $M_{med} = M_r$.

Según la ecuación (264)

$$\sum M_i - M_r = I_\Sigma d\omega/dt.$$

En el punto a, correspondiente a la rotación del cigüeñal en un ángulo φ_1, la diferencia $\sum M_i - M_r = 0$ y la aceleración angular resulta nula, habiendo sido hasta entonces negativa; por lo tanto, en este punto, la velocidad angular es mínima.

La aceleración angular después pasa a ser positiva, hasta que en el punto b correspondiente a la rotación del cigüeñal en un ángulo φ_2, de nuevo resulta nula, mientras que la velocidad angular alcanzará su máximo valor.

Teniendo en cuenta que

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} = \omega\frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{1}{2}\frac{d\omega^2}{d\varphi},$$

la ecuación (264) se puede escribir en forma del teorema sobre la energía cinética

$$\left(\sum M_i - M_r\right) d\varphi = d\left(\frac{I_\Sigma \omega^2}{2}\right) \qquad (265)$$

que expresa en este caso la igualdad del trabajo elemental del par motor y del momento de resistencia a la diferencial de la energía cinética de todas las masas en movimiento del motor.

Integrando la ecuación (265) entre los límites φ_1 y φ_2 (correspondientes a los límites $\omega_{máx}$ y $\omega_{mín}$), obtendremos

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sum M_i - M_r \right) d\varphi = \int_{\omega_{mín}}^{\omega_{máx}} d\left(\frac{1}{2} I_0 \omega^2 \right) =$$

$$= \frac{I_0}{2} \left(\omega_{máx}^2 - \omega_{mín}^2 \right) =$$

$$= I_0 \frac{\omega_{máx} + \omega_{mín}}{2} \left(\omega_{máx} - \omega_{mín} \right). \qquad (266)$$

La oscilación de la velocidad angular $\omega = f(\varphi)$ para el régimen

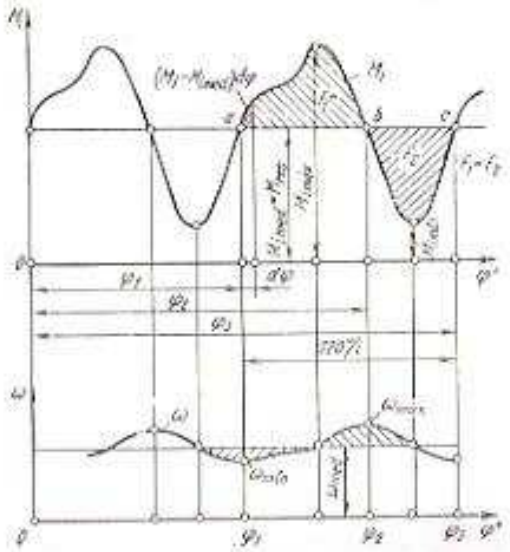


Fig. 238. Variación del momento torsor y de la velocidad angular del cigüeñal para un régimen estacionario de funcionamiento del motor

estacionario, es decir, la uniformidad de rotación del cigüeñal está caracterizada por el *grado de irregularidad de rotación*

$$\delta = \frac{\omega_{máx} - \omega_{mín}}{\omega_{med}}.$$

Si se adopta aproximadamente que la velocidad angular media es

$$\omega = \omega_{med} = \frac{\omega_{máx} + \omega_{mín}}{2}$$

entonces la ecuación (266) puede escribirse de la siguiente manera

$$L_{ex} = I_0 \delta \omega^2,$$

donde L_{ex} es el trabajo excedente del torque, proporcional a la superficie F_1.

Fijando el coeficiente de irregularidad δ (a partir de la ecuación para L_{ex}) puede hallarse el momento de inercia del volante $I_v = (0{,}8 - 0{,}9)\, I_0$.

Si el volante está hecho en forma de disco con corona robusta, su momento de inercia se determina fundamentalmente por el momento de inercia de la corona cuya masa es m_v:

$$I_v \approx m_v r_m^2 = \frac{1}{4} m_v D_m^2,$$

donde $D_m = 2r_m$ es el diámetro medio de la corona.

El momento de inercia del volante debe ser tal que asegure el funcionamiento del motor a la mínima velocidad estable de rotación en ralentí, lo que predetermina el máximo valor tolerable del grado de irregularidad de rotación. En los motores para vehículos δ es aproximadamente igual a 0,02—0,03. Para valores admisibles muy pequeños de δ el momento de inercia del volante I_v será excesivamente grande, lo que empeora la capacidad de aceleración del motor y del vehículo. Al mismo tiempo, siendo demasiado pequeña la magnitud de I_v, se dificulta la puesta en marcha del vehículo.

Para la mayoría de los motores vehiculares el *momento de inercia adimensional del volante* es

$$\psi = \frac{I_v \omega_{nom}^2}{M_{e\,nom}} \approx \text{const},$$

donde $M_{e\,nom}$ es el torque efectivo del motor en el régimen nominal de potencia a la velocidad de rotación n_{nom}, correspondiente a la velocidad angular del cigüeñal ω_{nom}.

Sobre esta base puede determinarse aproximadamente el momento de inercia del volante por la fórmula

$$I_v = \psi \frac{M_{e\,nom}}{\omega_{nom}^2},$$

donde $\psi = 200 \ldots 350$

TERCERA PARTE

Estructura y diseño de motores

CAPÍTULO XVIII

Elección del tipo de motor, de su esquema soportante, del número de cilindros, de las principales dimensines y del sistema de refrigeración

Al proyectar y calcular motores para automóviles y tractores se debe partir del conjunto de relaciones existentes entre los índices económicos, energéticos, másicos y dimensionales del motor con la perfección de los procesos térmicos, la resistencia a la fatiga de las principales piezas, los métodos de endurecimiento y los procesos tecnológicos de fabricación.

La alta fiabilidad de los motores durante el recorrido de los vehículos (500—800 mil km con motores Diesel, 250—350 mil km con motores a gasolina y 8000 horas de funcionamiento de los motores Diesel para tractores) queda definida por las magnitudes de los factores de seguridad mecánica y de los esfuerzos máximos que surgen en el bloque-cárter, en la culata, en las empaquetaduras de culata y cilindro, en el cigüeñal, biela, bulón, pistón, segmentos y en las piezas del mecanismo de distribución de los gases. Así mismo, tiene gran importancia la rigidez estructural, que depende del esquema soportante elegido, del diseño, de la distribución volumétrica racional del metal, de las dimensiones y de la disposición de las piezas de ajuste y de los enlaces portantes.

La estabilidad térmica del motor, a diferentes regímenes de carga y velocidad, se logra mediante un sistema de refrigeración hermético y regulable con un líquido para toda estación, que excluya la formación de sedimentos y corrosión de las piezas de aleación de aluminio; la purificación fina y total del aceite; el empleo de radiadores de agua y aceite; la ventilación eficaz del cárter inferior y la depuración escalonada del aire con elementos filtrantes de papel. Todos estos factores aseguran un funcionamiento prolongado y fiable del motor.

La tendencia actual en el desarrollo de los coches de turismo y camiones se manifiesta en el aumento continuo de las velocidades máximas y medias de movimiento, en la elevación de la susceptibilidad al aumento rápido de revoluciones (aceleración), en el incremento de la capacidad de carga y en la reducción de la masa propia del vehículo.

Se ha logrado que la potencia del motor referida a la masa total del vehículo esté comprendida entre 6 y 8 kW/t, lo que permite alcanzar elevadas velocidades medias de desplazamiento, asegurando un empleo eficaz del transporte de carga.

En este caso el camión puede recorrer terrenos accidentados a elevada velocidad, con menor número de cambios y a regímenes prolongados de funcionamiento con cargas parciales, lo que asegura elevada economía operacional del vehículo, si el motor que utiliza es Diesel, así como una mayor durabilidad.

La potencia nominal del motor se determina a partir de las condiciones que aseguren las velocidades requeridas de desplazamiento para la masa total asignada del vehículo, mientras que el número y la disposición de los cilindros se eligen con el fin de obtener índices óptimos en cuanto a la masa de los motores, a sus dimensiones externas y a la configuración del compartimiento para el motor.

En todos los países industrialmente desarrollados hoy día se emplean motores Diesel con potencias que alcanzan hasta 750 kW, con el fin de aumentar la efectividad técnico-económica de los camiones, volquetes, autobuses, diversos vehículos de transporte y de uso especial. Actualmente se llevan a cabo trabajos tendientes a crear motores Diesel para los fines expuestos hasta una potencia de 1000 kW y más.

La amplia aplicación de los motores Diesel se fundamenta en:

1) la elevada economía de combustible, inherente a su ciclo de trabajo, y la estabilidad con que transcurren las características económicas en la gama operacional de los regímenes de velocidad y de carga, que aseguran la reducción del consumo operativo de combustible en comparación con los motores de carburador (aproximadamente en 25—40%); además, el costo del combustible es más bajo;

2) la aproximación de los índices energéticos, las dimensiones y masas de los motores Diesel a los de carburador a causa de la intensificación de la frecuencia de rotación y de la presión media efectiva, mejorando además el proceso de intercambio de gases, el empleo más eficaz del aire en la formación de la mezcla y en la combustión, así como disminuyendo las pérdidas internas en los motores de carrera corta o supercuadrados;

3) el acercamiento en los costos de producción entre los motores Diesel y de carburador;

4) la elevada duración de vida útil de los motores Diesel alcanzando hasta 800 mil km de recorrido del vehículo;

5) la menor contaminación ambiental producida por los gases de escape.

El costo de fabricación de los motores Diesel es aproximadamente el 20—25% superior a los motores de carburador, debido a la mayor capacidad metálica (en un 10—20%), al empleo de aceros aleados para las piezas más cargadas, a la mayor cantidad de trabajo en la fabricación, a la menor escala de producción y al relativamente elevado costo del sistema de alimentación. Los costos de mantenimiento y reparación de los motores Diesel es mayor aproximadamente en un 5%.

Cabe señalar que la efectividad económica al implantar los motores Diesel se determina no sólo por su economía del combustible, sino también por ser menor el costo de producción del aceite Diesel en comparación a la gasolina de alto octanaje aproximadamente en 2 veces, por reducirse las inversiones básicas para construir las plantas de procesos secundarios en la producción de gasolinas de alto octanaje, por la considerable disminución del volumen de refinación del petróleo y transporte del combustible, así como por las menores pérdidas durante su almacenamiento.

Al elegir la disposición y el número de cilindros, así como el esquema sustentador del bloque-cárter, en el proceso de diseño de un nuevo motor deberán tenerse en cuenta:

1) los requerimientos que se presentan ante el nuevo motor en cuanto a la disposición de los cilindros en el automóvil o en el tractor, con el fin de obtener las menores dimensiones y facilitar el acceso a los mecanismos y órganos principales;

2) la tendencia a obtener un diseño con menor masa y elevada rigidez del bloque-cárter, del cual depende la durabilidad de las camisas, del grupo del pistón, así como del cigüeñal con sus cojinetes;

3) el equilibrado de las fuerzas de inercia y de sus respectivos momentos, tanto de las masas rotativas, como de las que poseen movimiento alternativo y la uniformidad del par motor;

4) el tipo de sistema de refrigeración (por líquido o aire);

5) los materiales empleados en la fabricación del bloque-cárter, culata, empaquetadura de culata y de las piezas del conjunto cilindro-pistón.

El número de cilindros se elige a partir de los valores de la potencia nominal, frecuencia de rotación, fuerzas de inercia de las masas con movimiento rotativo y alternativo, que actúan sobre las piezas y cojinetes del mecanismo biela-manivela y de la uniformidad del par motor. De este último factor depende la uniformidad de rotación, la masa del volante, la amplitud cíclica de las tensiones en los elementos del cigüeñal y en las piezas de la transmisión, las cargas sobre los elementos elásticos de la suspensión, las vibraciones del motor y de la carrocería del vehículo.

En los diseños de los motores de automóvil se tiende a reducir la longitud del motor pasando de motores en línea a motores en V. En este caso, surge la posibilidad de reducir la masa y la longitud del motor frente a los motores en línea de igual potencia, cilindrada y número de cilindros. La longitud de motor en V, como término medio, disminuye aproximadamente en el 30% y la masa en el 20—25%.

El empleo de motores de ocho cilindros en V para coches de turismo ha permitido aumentar la longitud útil de la carrocería en 300—400 mm, disminuyendo al mismo tiempo la masa del vehículo en 100—110 kN.

Si es necesario disminuir la altura del motor se recomienda emplear motores con disposición horizontal de los cilindros o motores en V supercuadrados. Sin embargo, la aplicación de motores en V, en los cuales el ancho es relativamente elevado, presenta dificultades en cuanto a la colocación de los soportes (sobre todo los posteriores), los colectores de escape, el mecanismo de dirección, el arrancador, los filtros de aceite, etc.

Los motores horizontales tienen perspectivas de empleo en camiones, autobuses y vehículos especiales de semioruga ya que en este caso aparece la posibilidad de instalar la cabina del conductor directamente encima del motor, aumentar el área útil de la plataforma de carga, mejorar la visibilidad desde el vehículo, así como su maniobrabilidad. En los autobuses el motor horizontal se coloca debajo de la carrocería, en la parte intermedia del chasis. En este caso, se mejora la capacidad de paso, gracias a que el eje delantero se libera del peso del motor, además el radio de giro del vehículo disminuye, debido a la mayor movilidad de las ruedas delanteras. Cuando el ángulo entre los ejes de los cilindros es igual a 90°, se obtiene el mínimo volumen del motor.

De los motores en V, con potencias hasta 200 kW, los más difundidos son los de ocho cilindros a 90° con el cigüeñal tridimensional. En este caso, los momentos producidos por las fuerzas de inercia de las masas rotativas y las fuerzas de inercia de primer orden correspondientes a las masas alternativas se equilibran mediante contrapesos colocados en los brazos del cigüeñal y las masas equilibradoras del volante, de la polea del ventilador o gracias a una masa colocada aparte en el extremo delantero del cigüeñal. Cada vez mayor aplicación tienen los motores de cuatro tiempos y de seis cilindros en V a 60 y 90°. Siendo el ángulo entre los cilindros 90° y teniendo el cigüeñal tres manivelas (con muñones para un par de bielas) a 120° entre sí, el momento no equilibrado es aquel que resulta de las fuerzas de inercia de segundo orden correspondientes a las masas alternativas. El momento de las fuerzas de inercia de primer orden se equilibra conjuntamente con el momento no equilibrado de las fuerzas centrífugas mediante contrapesos.

Cuando el ángulo entre los cilindros es 60° y las manivelas del cigüeñal están dispuestas a 60°, las fuerzas de inercia de primer orden

se equilibran mediante contrapesos centrífugos colocados en los brazos del cigüeñal, mientras que las fuerzas de inercia de segundo orden se equilibran con ayuda de contrapesos montados en un eje auxiliar de balanceo, que gira con una velocidad dos veces mayor. Aplicando este esquema se logra obtener elevada uniformidad del par motor.

Los motores de cuatro tiempos de elevada potencia se fabrican de doce cilindros en dos hileras. Cuando el ángulo entre manivelas es igual a 120°, se equilibran las fuerzas de inercia correspondientes a las masas alternativas y rotativas, cualquiera que sea el ángulo entre los cilindros. Para estos motores, la mayor uniformidad de rotación se alcanza cuando el ángulo entre los ejes de los cilindros es igual a 60°.

Con el fin de crear toda una familia de motores con una serie densa de potencia, se recomienda utilizar los motores de diez cilindros en V con un ángulo entre las manivelas de 72°. Si el ángulo entre cilindros es de 90°, los momentos no equilibrados originados por las fuerzas de inercia de primer orden y por las fuerzas centrífugas se equilibran con contrapesos colocados en los brazos del cigüeñal o en árboles adicionales. El momento de las fuerzas de inercia de segundo orden se equilibra con ayuda de un árbol auxiliar de compensación, el cual gira con doble frecuencia.

Los motores en V son los que poseen la menor masa específica. La masa disminuye gracias a que, en este caso, el bloque-cárter y el cigüeñal son más cortos que en los motores en línea. Para cada par de cilindros, dispuestos en un compartimento del motor en V, se necesita sólo un sector del cárter, el cual inevitablemente se ve alargado en las estructuras con disposición sucesiva de las bielas sobre un mismo muñón del árbol. En caso de utilizar bielas centrales (biela madre con bieleta o biela horquillada con biela interior), cuando los ejes de ambos cilindros en un mismo compartimento están dispuestos en el mismo plano, la masa del bloque-cárter disminuye.

La compacidad constructiva se caracteriza por la llamada potencia dimensional (en kW/m³)

$$N_d = N_e/V_d,$$

(V_d es el producto de las tres dimensiones del motor).

Dividiendo y multiplicando por la cilindrada total V_L, dicha potencia se expresará a través del producto del *coeficiente de compacidad* $\psi = V_L/V_d$ por la potencia por litro N_L, es decir, $N_d = \psi N_L$.

El coeficiente de compacidad de los motores Diesel (sin purificador de aire) fluctúa entre los siguientes límites: 18—20, para los motores en línea empleados en los coches de turismo; 13—15, para los motores en V refrigerados por líquido instalados en camiones; 12—14, para los motores en V refrigerados por aire, instalados también en camiones.

La potencia dimensional de los motores Diesel en V refrigerados por líquido es considerablemente mayor (270—325 kW/m³) que la

de los refrigerados por aire (155—185 kW/m³). Al aumentar el número de cilindros la potencia N_d notablemente se incrementa, así por ejemplo, si para motores refrigerados por agua de seis cilindros es de 270 kW/m³, se incrementa hasta 325 kW/m³ para motores de doce cilindros. Los motores Diesel en línea tienen una potencia N_d en promedio de 190 kW/m³ (los de cuatro cilindros) y 245 kW/m³ (los de seis cilindros).

La elección de la relación S/D da la posibilidad de influir sobre las dimensiones estructurales y la masa del motor. Actualmente cada vez más aumenta la producción de motores supercuadrados con la relación S/D igual a 0,8—1,0 para motores a gasolina y 0,9—1,05 para motores Diesel.

Entre las ventajas que poseen los motores supercuadrados figuran:

1) posibilidad de aumentar la frecuencia de rotación del cigüeñal sin tener que aumentar la velocidad media del pistón, por lo tanto, sin incrementar la presión media para superar las pérdidas internas, que son directamente proporcionales a dicha velocidad.

2) mayor durabilidad de las piezas del grupo pistón cuando el motor trabaja a moderadas velocidades medias del pistón.

3) aumento del rendimiento volumétrico del motor, como resultado de la disminución de las velocidades en la admisión, las cuales son directamente proporcionales a la velocidad del pistón.

4) menores pérdidas térmicas en la transferencia de calor al líquido refrigerante durante el proceso de combustión, debido a la disminución de la relación entre la superficie de enfriamiento y el volumen del cilindro al aumentar su diámetro.

Los motores en línea supercuadrados generalmente tienen mayor masa respecto a los de carreras largas, ya que la longitud de los primeros se determina por el largo del bloque de los cilindros. Las dimensiones estructurales para $S/D < 1$ aumentan en dos direcciones —largo y ancho. La masa del motor aumenta debido a que no sólo crece la masa del bloque-cárter sino que además significativamente aumentan las masas de la culata y del cigüeñal.

El largo de un motor en V (con conjuntos de deslizamiento en los muñones de bancada) depende fundamentalmente de la longitud del cigüeñal. La longitud del monobloque en este caso, se logra aproximar a la mínima posible del cigüeñal, disminuyendo de esta manera la masa del motor.

Mayor rigidez y menor longitud del cigüeñal con brazos relativamente angostos se consigue por la significante superposición de las secciones de los muñones de biela y de bancada para relaciones pequeñas de S/D, así como empleando cojinetes más cortos para los muñones de bancada con diámetros más grandes.

Una de las causas que limitan la mínima longitud de la relación S/D consiste en que los contrapesos pasan por debajo del borde inferior de la falda del pistón, cuando éste se encuentra en el P.M.I. En los motores Diesel con inyección directa la relación S/D también

se limita por la forma de la cámara de combustión, así como por el volumen limitado en las angostas cavidades anulares de la cabeza del pistón.

En los motores de carburador para automóvil la mínima magnitud de *S/D*, cuando la velocidad media del pistón es de 12—15 m/s, puede llegar aproximadamente hasta 0,60. En los motores Diesel para tractores, cuya velocidad media del pistón es considerablemente menor (cerca de 7,5—9 m/s) la relación *S/D* constituye 0,9—1,2. La mayoría de los motores Diesel para automóviles se fabrican con la relación *S/D* = 0,9 — 1,05, siendo en este caso la velocidad media del pistón igual a 9—11 m/s.

En la actualidad los índices de los motores Diesel refrigerados por aire y por líquido difieren poco entre sí. La potencia por litro y por émbolo en ambos tipos de motores prácticamente son iguales.

La presión media efectiva de los motores Diesel refrigerados por aire es aproximadamente un 10% menor, lo cual se explica por tener un tanto menor rendimiento volumétrico. Los índices másicos (masa específica y masa por litro) de estos motores prácticamente son los mismos que en los motores Diesel refrigerados por líquido.

Los motores refrigerados por aire tienen un poco mayor tamaño que los refrigerados por líquido, al comparar los tipos de una misma potencia. La longitud de un motor depende en primer lugar de la distancia entre los ejes de los cilindros L_0, la cual en los motores refrigerados por aire alcanza $1{,}4D$ contra $1{,}2D$ para los motores refrigerados por líquido. El aumento de la distancia entre ejes se debe al empleo de estructuras con cilindros separados y a mayor superficie de las aletas de enfriamiento.

Los motores Diesel en V refrigerados por aire, como promedio, son más largos en un 21%, más anchos en un ~24% y más altos en un ~3,5%.

En consecuencia, la potencia dimensional de los motores Diesel refrigerados por aire es menor (en un 40—50%) que en los mismos refrigerados por líquido.

El espesor del radiador de los motores en línea refrigerados por líquido constituye aproximadamente el 8—12% de su longitud. Por eso, si comparamos las dimensiones estructurales de las plantas motopropulsoras, considerando las medidas del radiador, la longitud de la planta con refrigeración por aire excederá la longitud de aquélla con refrigeración por líquido sólo en el 13—17%.

El ancho de un motor en línea refrigerado por aire es aproximadamente mayor en un 5—10%, debido a la considerable anchura del cilindro y del ventilador dispuesto a un costado, cuando la corriente de aire se dirige en forma unilateral. Para el caso de los motores en V, por lo común, se logra inscribir el ventilador en las dimensiones estructurales. La altura de ambos tipos de motores con válvulas en la culata es aproximadamente igual.

El empleo de motores Diesel refrigerados por aire tiene gran perspectiva para las zonas septentrionales y meridionales de la URSS.

El tiempo de calentamiento del motor a temperaturas muy frías (en el extremo norte) disminuye considerablemente.

En las regiones meridionales, cuando se utiliza la refrigeración por líquido se forma considerable cantidad de sedimentos sobre las superficies de refrigeración, ocasionando recalentamientos locales, fisuras en los cilindros y culatas, los radiadores se ponen fuera de servicio antes de tiempo, se corroen las piezas de aleación de aluminio.

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE GIGUPIN

CAPÍTULO XIX

Premisas para calcular un motor y elegir sus principales parámetros

§ 1. Regímenes que se calculan para los motores

Las piezas de los motores trabajan en condiciones de cargas cíclicas repetidas, las cuales se originan por la acción periódica de las fuerzas de presión de los gases y por las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y rotativo. La magnitud de las tensiones depende de los regímenes en que funciona el motor (de velocidad, de carga, térmico, no estacionario), de si se emplea la sobrealimentación y de la aparición de oscilaciones torsionales, flexionales, etc.

Los regímenes que se eligen para calcular los motores deben corresponder a las condiciones más duras de trabajo, en cuanto a los parámetros de resistencia y durabilidad de las piezas principales.

Los esfuerzos dependen no sólo de qué valores absolutos tienen las fuerzas de presión de los gases y las de inercia, sino también de las relaciones entre ellas, las cuales varían constantemente durante el trabajo del motor. También se debe tener en cuenta que las fuerzas de inercia, en algunos casos, reducen la carga de las piezas de ciertos mecanismos, debido a que actúan en oposición a las fuerzas de presión de los gases.

Durante los cálculos es necesario considerar las condiciones y la duración del trabajo del motor en los regímenes operacionales característicos. Esto tiene importancia para establecer la interdependencia entre las tensiones obtenidas, los coeficientes de seguridad, las cargas específicas convencionales y los índices de fiabilidad.

Para los motores de carburador son característicos los regímenes de cálculo correspondientes:

1) al momento de torsión máximo para la frecuencia de rotación $n_{t.\,máx} = (0{,}4 - 0{,}5)\, n_{nom}$, cuando el rendimiento volumétrico η_v y respectivamente la presión de los gases al final de la combustión, alcanzan sus valores máximos;

2) a la potencia nominal siendo la frecuencia de rotación n_{nom};

3) a la frecuencia máxima de rotación a marcha en vacío $n_{v.\,máx}$, con la cual las fuerzas de inercia alcanzan los valores máximos.

En los motores Diesel rápidos la presión máxima de la combustión queda definida por el método de formación de la mezcla y en algunos

casos no corresponde al régimen del momento de torsión máximo. Además, dicha presión depende en mucho menor grado de la carga que en caso de los motores de carburador. Por lo general, las presiones máximas de combustión corresponden al régimen de potencia nominal, especialmente en los motores Diesel con formación directa de la mezcla. Por esta razón, para los motores Diesel rápidos se pueden recomendar los siguientes regímenes de cálculo que corresponden:

1) a la potencia nominal siendo n_{nom};

2) a la frecuencia máxima de rotación a marcha en vacío $n_{v.\,máx}$.

Disponiendo de reguladores, la frecuencia máxima de rotación a marcha en vacío oscila entre $(1{,}05-1{,}10)\, n_{nom}$ para los motores de carburador y $(1{,}05-1{,}07)\, n_{nom}$ para los motores Diesel con reguladores mecánicos.

Para el caso en que se emplee sobrealimentación la presión máxima de combustión se logra siendo n_{nom}, cuando la presión de sobrealimentación alcanza su máximo valor.

§ 2. Cálculo de las piezas considerando las cargas variables

Las piezas principales de los motores se calculan generalmente sin tomar en cuenta los regímenes no estacionarios que son característicos durante la explotación rutinaria de los motores de transporte.

La resistencia mecánica de las diferentes piezas (conjunto del pistón, culata, camisas de los cilindros, válvulas de escape, etc.) queda definida no sólo por las tensiones y deformaciones, sino que también por las temperaturas que alcanzan unos valores tales con los cuales las propiedades mecánicas de los materiales se reducen considerablemente, apareciendo tensiones complementarias debido al calentamiento desigual de las piezas por todo el volumen.

El estado de tensión no queda caracterizado con plenitud por las tensiones obtenidas mediante el cálculo, pues éstas se determinan sin tener en cuenta las deformaciones en las piezas, conjugadas con las calculadas, así como las variaciones de las dimensiones durante su explotación. Así por ejemplo, las tensiones en los elementos del cigüeñal se calculan sin considerar los desplazamientos posibles de los apoyos en el cárter por falta de una adecuada rigidez del mismo y el aumento de las holguras en los cojinetes debido al desgaste; al calcular los espárragos de ajuste se desprecian las deformaciones que aparecen en la culata de los cilindros y en la empaquetadura de culata; al calcular los pernos de las bielas también se menosprecian las deformaciones en la cabeza de biela, etc. [3]

En algunos casos tampoco se puede considerar totalmente el carácter dinámico de aplicación de los esfuerzos. Esto sucede por ejemplo, cuando se calculan los elementos de la biela para el caso de un atascamiento del pistón, o al calcular los elementos de la

biela y del cigüeñal de los motores Diesel en el instante de la combustión, siendo elevada la velocidad de crecimiento de la presión y el aumento de las holguras durante el servicio. Por estas razones las tensiones y deformaciones obtenidas en el cálculo mayormente son convencionales y estadísticas.

Para esfuerzos estáticos, los cálculos se realizan aplicando las fórmulas dadas en Resistencia de Materiales, éstas se deducen a partir de la condición de elasticidad absoluta del metal. En este caso se admiten las deformaciones sólo hasta el límite de elasticidad, es decir, sin deformación de las piezas. Las tensiones están caracterizadas por los límites de fluencia σ_f y τ_f, así como los de rotura σ_r y τ_r (para las tensiones normales y de corte, respectivamente).

Siendo cíclicas las cargas, provocan tensiones de magnitud y signo variables (por ejemplo, en las piezas del cigüeñal, biela, espárragos de ajuste, resortes de las válvulas y otras), en este caso las características de resistencia mecánica vienen a ser los límites de fatiga σ_{-1}, σ_{-1t} y τ_{-1} (para la flexión, tracción-compresión y torsión, respectivamente) y los límites de fluencia σ_f y τ_f. En estas condiciones las piezas deben poseer tenacidad (resistencia cíclica) y trabajar sin destruirse ante las cargas alternativas.

El límite de fatiga de una pieza depende de una serie de factores, entre los cuales fundamentalmente figuran la forma y dimensiones de la pieza, el tipo de ciclo de la carga, la naturaleza de las tensiones, el estado de la superficie, la tecnología de fabricación, etc. Al pasar de un modelo cilíndrico a una pieza fabricada del mismo material, se introducen correcciones que consideren la forma y medidas de la pieza, así como la rugosidad de la superficie.

El estado tensional de una pieza se evalúa por las tensiones máximas $\sigma_{máx}$ y mínima $\sigma_{mín}$ del ciclo, por σ_m (componente constante del ciclo) y por la amplitud de las tensiones σ_a (componente variable del ciclo). La amplitud y la tensión media del ciclo son respectivamente iguales a la semidiferencia y semisuma algebraica:

$$\sigma_a = (\sigma_{máx} - \sigma_{mín})/2 \text{ y } \sigma_m = (\sigma_{máx} + \sigma_{mín})/2.$$

La tensión máxima del ciclo es igual a $\sigma_{máx} = \sigma_m + \sigma_a$.

En la tabla 25 se dan las relaciones entre las tensiones $\sigma_{máx}$, $\sigma_{mín}$, σ_a y σ_m para los ciclos simétricos y asimétricos alternativos así como de pulsación unívoca.

El grado de asimetría de un ciclo se expresa a través de su *coeficiente de asimetría*

$$r = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}.$$

Para el ciclo simétrico $r_{-1} = -1$ (siendo $\sigma_{máx} = -\sigma_{mín}$) y para el ciclo de pulsación $r = 0$ ($\sigma_{mín} = 0$).

La relación entre las tensiones características para el ciclo alternativo puede expresarse a través del coeficiente de asimetría

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-r}{1+r}.$$

Las tensiones normales y cortantes máximas del ciclo deben ser menores que los respectivos límites de fluencia, es decir, $\sigma_{máx} < \sigma_f$ y $\tau_{máx} < \tau_f$ (condiciones limitantes), mientras que las amplitudes de los mismos no deben exceder las amplitudes límites ($\sigma_a < \sigma_{-1R}$ y $\tau_a < \tau_{a\,(r=0)}$) que corresponden a los ciclos asimétricos dados.

El ciclo simétrico, cuya amplitud es $\sigma_a = \sigma_{máx}$, resulta el más peligroso desde el punto de vista de las roturas por fatiga.

El valor de la amplitud en caso de rotura por fatiga es mayor que la tensión máxima.

La experiencia de servicio cotidiano de los motores de automóvil muestra que la mayoría de las roturas son causadas por la fatiga. Las destrucciones tienen lugar en las zonas de concentración de las tensiones, en los sitios donde se forma una estructura cristalina no homogénea, debida a los defectos internos en el metal (rechupes, grietas) y a los deterioros de las superficies externas (rayaduras, picaduras, corrosión).

Cuando la estructura del metal no es uniforme, las deformaciones elásticas repetidas periódicamente se distribuyen por todo el volumen de la pieza en forma desigual. En este caso, las estrías iniciales aparecen en primer lugar en los microespacios, debilitados por los defectos locales, o que resultan orientados incorrectamente respecto a la acción de la carga. Al aumentar el número de ciclos de trabajo, la zona de destrucción abarca cada vez mayor volumen, llegando inclusive hasta la rotura repentina. Como resultado del endurecimiento, las roturas por fatiga tienen una superficie parcialmente lisa.

Las roturas por fatiga pueden surgir debido a los siguientes tipos de cargas: alternativas, de impacto, de contacto y térmicas.

26. Relación entre las tensiones para diferentes ciclos

Parámetros	Ciclo		
	Simétrico	Asimétrico alternativo	Pulsante unívoco
Amplitud de la tensión	$\sigma_a = \sigma_{máx} = -\sigma_{mín}$	$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2}$	$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx}}{2}$
Tensión media del ciclo	$\sigma_m = 0$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2}$	$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{máx}}{2}$

La resistencia de las piezas a la fatiga depende de:

1) la concentración de tensiones (factor de forma);
2) las dimensiones absolutas de las piezas (factor de escala);
3) la rugosidad de la superficie (factor tecnológico);
4) la simetría del ciclo;
5) el tipo de estado tensional (están sometidas a la flexión, tracción-compresión, torsión);
6) el tratamiento térmico y químico-térmico, así como de los métodos de endurecimiento mecánico de la superficie.

Si en las piezas la forma o las dimensiones de las secciones transversales varían longitudinalmente (por ejemplo, en el cigüeñal, biela, válvulas, espárragos, etc.), entonces en los lugares donde se modifica la forma, en los redondeos, en los bordes de los orificios y estrías de las chavetas, en las roscas y dientes de piñones, entre las aletas que aumentan la rigidez de la pieza, etc., aparece la concentración de tensiones, la cual crece a medida que disminuye la plasticidad del metal y aumentan las características estáticas de la resistencia mecánica.

Siendo cíclicas las cargas, la irregularidad de las tensiones se caracteriza por los coeficientes efectivos de concentración de tensiones K_σ y K_τ, o sea, por los factores de forma, que también dependen del carácter de la carga, de las propiedades mecánicas del metal y otros.

El coeficiente efectivo de concentración se expresa por la relación entre los límites de fatiga de un modelo liso, sin concentración de tensiones ($\sigma_{-1\ mod}$ o $\tau_{-1\ mod}$), fabricado del mismo material y con la misma calidad de acabado superficial que la pieza a calcular y el límite de fatiga de la pieza $\sigma_{-1\ pieza}$, $\tau_{-1\ pieza}$ en la que hay concentración de tensiones. Para las tensiones normales y de corte, respectivamente

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1\ mod}}{\sigma_{-1\ pieza}} > 1 \quad y \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1\ mod}}{\tau_{-1\ pieza}} > 1,$$

ya que los límites de fatiga de los modelos lisos siempre son mayores que los límites de las piezas de forma natural con concentración de tensiones.

La relación entre los coeficientes K_τ y K_σ, según datos experimentales, puede expresarse a través de la función $K_\tau \approx (0{,}4 - 0{,}6)\ K_\sigma$.

El valor del factor de forma también depende tanto de las propiedades mecánicas del material, como de los métodos de tratamiento superficial empleados [térmico, químico-térmico y mecánico (endurecimiento)]. Los aceros aleados, de elevados índices de resistencia mecánica, poseen mayor sensibilidad a la concentración de tensiones y en consecuencia, se caracterizan por tener mayores magnitudes de los coeficientes K_σ y K_τ.

Los valores de K_σ y K_τ se aducen más abajo, al exponer los cálculos de las piezas individuales.

La probabilidad de que surja una estructura heterogénea del metal con la consecuente aparición de microfisuras en caso de cargas variables, aumenta al incrementar las dimensiones absolutas de la pieza. Las microfisuras al difundirse por el volumen del metal poco a poco se transforman en macrofisuras alrededor de las cuales se manifiesta la concentración de tensiones. Las dimensiones absolutas de una pieza al hacer los cálculos, se toman en cuenta mediante los llamados factores de escala ε'_σ y ε'_τ, iguales a la relación entre los límites de fatiga de la pieza de tamaño natural ($\sigma'_{-1\ pieza}$ y $\tau'_{-1\ pieza}$) y los modelos lisos ($\sigma'_{-1\ mod}$ y $\tau'_{-1\ mod}$) con diámetro de 10 mm, fabricados del mismo material que aquélla, es decir:

$$\varepsilon'_\sigma = \frac{\sigma'_{-1\ pieza}}{\sigma'_{-1\ mod}} < 1 \quad y \quad \varepsilon'_\tau = \frac{\tau'_{-1\ pieza}}{\tau'_{-1\ mod}} < 1.$$

En la tabla 27 se muestran los valores de los factores de escala correspondientes a los aceros de construcción para las tensiones normales y de corte.

Los valores mínimos de los coeficientes ε'_σ, ε'_τ corresponden a los aceros aleados.

La rugosidad de la superficie de una pieza influye sobre los límites de fatiga, ya que por los bordes de las asperezas que se forman en la superficie después del maquinado aparecen concentraciones de tensiones. La influencia de la calidad del acabado superficial se evalúa a través de los llamados factores tecnológicos ε''_σ y ε''_τ, los cuales representan la relación entre los límites de fatiga de una pieza con dada rugosidad σ'_{-1}, τ'_{-1} y el límite de fatiga de un modelo liso pulido ($\sigma'_{-1\ pul}$, $\tau'_{-1\ pul}$):

$$\varepsilon''_\sigma = \frac{\sigma'_{-1}}{\sigma'_{-1\ pul}} < 1 \quad y \quad \varepsilon''_\tau = \frac{\tau'_{-1}}{\tau'_{-1\ pul}} < 1.$$

Los valores máximos de los coeficientes ε''_σ y ε''_τ se refieren a las superficies pulidas. El desmejoramiento de la calidad del acabado superficial, en comparación con la superficie pulida, va acompañado con la disminución de los límites de fatiga.

Los valores de los factores tecnológicos para los diferentes tipos de acabado vienen expuestos en la tabla 28.

27. Valores de los factores de escala para los aceros de construcción

Factor de escala	Diámetro del árbol, mm			
	15	50	100	150
ε'_σ	0,8—0,9	0,7—0,8	0,6—0,7	0,55—0,60
ε'_τ	0,85	0,70	0,55	0,50

Para los aceros aleados con elevado límite de resistencia los coeficientes ε_σ^* y ε_τ^* se aproximan a los valores inferiores.

Estos tres factores (K_σ, ε_σ^* y ε_τ^*) se refieren a la componente variable del ciclo —la amplitud de las tensiones σ_a, debido a que,

28. Valores de los factores tecnológicos para diferentes tipos de maquinado

Tipo de maquinado	ε_σ^*	ε_τ^*
Pulido	1,00	1,00
Rectificado	0,85—0,95	0,90—0,97
Torneado en fino	0,80—0,90	0,88—0,94
Torneado en tosco	0,60—0,80	0,70—0,88
Sin tratar	0,40—0,60	0,64—0,76

para los casos de cargas estáticas, en las piezas fabricadas de materiales plásticos la concentración de tensiones no conduce a la disminución del límite de resistencia.

Teniendo en cuenta los factores indicados la máxima tensión del ciclo resultará igual a

$$\sigma_{máx} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma^* \varepsilon_\sigma^*} \sigma_a + \sigma_m.$$

El límite de fatiga depende mucho del tipo de estado tensional. Así por ejemplo, los límites de fatiga a la torsión son menores que a la flexión simétrica de signo variable [$\tau_{-1} \approx (0{,}55 - 0{,}60)\ \sigma_{-1}$], mientras que para la tracción-compresión es mayor [$\sigma_{-1t} = (1{,}1 - 1{,}5)\sigma_{-1}$].

Para aumentar la resistencia a la fatiga se emplean diferentes procedimientos tecnológicos, los más importantes de los cuales son:

1. Endurecimiento creando deformaciones plásticas con ayuda de rodillos o bolas, tratamiento con chorro de perdigones, etc. Aplicando este método en la capa superficial se originan tensiones residuales de compresión y se eliminan las fisuras submicroscópicas.

2. Temple por inducción eléctrica con corriente de alta frecuencia. En este caso, aparecen igualmente en la superficie templada tensiones residuales de compresión, alcanzándose así un efecto de endurecimiento considerable.

3. Tratamientos químicos-térmicos, como la nitruración y cementación, que aseguran el aumento a la resistencia por fatiga, debido a que en la capa superficial aparecen tensiones residuales de compresión, aumentando la dureza y resistencia al desgaste.

El límite de fatiga también depende de la asimetría del ciclo, caracterizada por la relación $r = \sigma_{mín}/\sigma_{máx}$. Al aumentar la componente constante del ciclo σ_m, la tensión máxima $\sigma_{máx}$, correspondiente al límite de rotura de la pieza, crece, mientras que la componente variable σ_a (amplitud) disminuye.

La influencia del coeficiente de asimetría r puede determinarse recurriendo a los diagramas de amplitudes límites $\sigma_{a\,lím} = f(\sigma_{m,\,lím})$, representados en la fig. 237. Para construir estos diagramas se debe conocer el límite de fatiga para el ciclo simétrico σ_{-1} (punto A), la amplitud límite del ciclo de pulsación σ_{a0} (punto B) y el límite de fluencia σ_f (punto C). Cualquier punto D, con

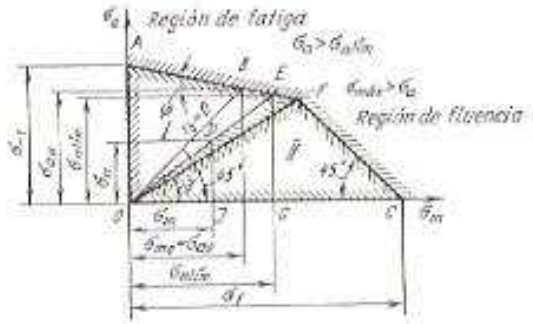


Fig. 237. Diagrama de las amplitudes límites de las tensiones

coordenadas σ_a y σ_m (tensiones de trabajo del ciclo), ubicado en el área debajo de la curva, corresponde a cierto ciclo cuyo coeficiente de asimetría es r, ya que la tangente del ángulo perteneciente al rayo OE, trazado desde el centro de coordenadas O a través del punto D es igual a

$$\operatorname{tg}\gamma = \sigma_a/\sigma_m = (1 - r)/(1 + r).$$

La suma de las coordenadas de este punto es igual a la tensión máxima de trabajo del ciclo:

$$\sigma_{máx} = \sigma_a + \sigma_m.$$

La tangente del ángulo de inclinación de la recta AB es

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{a0}}{\sigma_{a0}} = \alpha_\sigma,$$

mientras que la ecuación de la recta AB tiene la forma $\sigma_{a\,lím} = \sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_{m\,lím}$, donde α_σ es el coeficiente para reducir el ciclo asimétrico dado al ciclo simétrico equivalente.

A continuación se dan los valores aproximados de las amplitudes límites del ciclo de pulsaciones para los aceros aleados, con el fin de construir los diagramas de las amplitudes para diferentes tipos de estados tensionales:

$\sigma_{a0} = 0{,}5\,(1{,}4\ \ldots\ 1{,}6)\,\sigma_{-1}$ — para la flexión,
$\sigma_{a.\,t0} = 0{,}5\,(1{,}3\ \ldots\ 1{,}5)\,\sigma_{-1t}$ — para la tracción-compresión,
$\tau_{a0} = 0{,}5\,(1{,}4\ \ldots\ 2{,}0)\,\tau_{-1}$ — para la torsión.

El factor (margen) de seguridad de una pieza, siendo las tensiones de trabajo σ_a y σ_m, se determina a base de la semejanza de los ciclos de trabajo y del ciclo límite (véase los triángulos semejantes *ODJ* y *OEG*):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{a\,lim}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{m\,lim}}{\sigma_m}.$$

Sustituyendo la amplitud límite $\sigma_{a\,lim}$ por $\sigma_{a\,lim} = \sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_{m\,lim}$ y realizando una serie de transformaciones obtendremos la expresión para el factor de seguridad a la fatiga:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m}.$$

El factor de seguridad para las tensiones normales y por corte, considerando los factores de forma escala y tecnológico, respectivamente, será:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{[K_\sigma/(\varepsilon'_\sigma \beta'_\sigma)]\,\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m} \qquad (267)$$

y

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{[K_\tau/(\varepsilon'_\tau \beta'_\tau)]\,\tau_a + \alpha_\tau \tau_m}. \qquad (268)$$

En la tabla 29 se dan los coeficientes de reducción α_σ y α_τ para las tensiones normales y de corte en los aceros con diferentes límites de rotura σ_r.

Para los aceros con límite de rotura $\sigma_r < 550$ MN/m² los coeficientes α_σ y α_τ son nulos.

En función de la asimetría del ciclo las destrucciones pueden ocurrir debido a las roturas por fatiga, que poseen un carácter frágil,

29. Coeficientes de reducción para aceros con diferentes límites de rotura

Coeficientes	σ_r, MN/m²				
	550–700	700–1000	1000–1200	1200–1400	1400–1600
α_σ	0,05	0,10	0,20	0,25	0,30
α_τ	0	0,05	0,10	0,15	0,20

sin formarse anticipadamente deformaciones plásticas o después de aparecer éstas. En el primer caso, la resistencia queda caracterizada por el límite de fatiga y en el segundo, por la resistencia a las deformaciones plásticas, es decir, por el límite de fluencia.

El margen de seguridad en la fluencia se determinará de la expresión

$$n_{f\sigma} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{máx}} = \frac{\sigma_f}{\sigma_a + \sigma_m},$$

Si se toma en cuenta la influencia de las concentraciones de tensiones, las dimensiones de la pieza y la calidad del acabado superficial, entonces las expresiones de los factores de seguridad en la fluencia para las tensiones normales y por corte tendrán las siguientes formas:

$$n_{f\sigma} = \frac{\sigma_f}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \beta''_\sigma}\sigma_a + \sigma_m}; \qquad (269)$$

$$n_{f\tau} = \frac{\tau_f}{\frac{K_\tau}{\varepsilon'_\tau \beta''_\tau}\tau_a + \tau_m}. \qquad (270)$$

Las investigaciones mediante cálculos han mostrado que para ciertos ciclos asimétricos el margen de seguridad, referido al límite de fatiga [véanse las expresiones (267) y (268)], resulta más elevado que el factor de seguridad referido al límite de fluencia, es decir, aquel que se calcula mediante las ecuaciones (269) y (270).

En el diagrama de la fig. 237 se puede determinar el lugar geométrico de los puntos correspondientes a $n_\sigma = n_{f\sigma}$, para los ciclos asimétricos:

$$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{\sigma_f}{\sigma_a + \sigma_m}.$$

Después de una serie de transformaciones, determinamos la tangente del ángulo de la recta límite OF que divide el área del diagrama de las amplitudes límites en las zonas I y II para las tensiones normales y de corte:

$$\sigma_a/\sigma_m = (\beta_\sigma - \alpha_\sigma)/(1 - \beta_\sigma)$$

y

$$\tau_a/\tau_m = (\beta_\tau - \alpha_\tau)/(1 - \beta_\tau),$$

donde

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_f \quad \text{y} \quad \beta_\tau = \tau_{-1}/\tau_f.$$

En todos los puntos que corresponden a los diversos ciclos asimétricos y están ubicados en la zona I, las relaciones de las coordenadas serán las siguientes:

$$\sigma_a/\sigma_m > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma)/(1 - \beta_\sigma)$$

y

$$\tau_a/\tau_m > (\beta_\tau - \alpha_\tau)/(1 - \beta_\tau),$$

mientras que para la zona II:

$$\sigma_a/\sigma_m < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma)/(1 - \beta_\sigma)$$

y

$$\tau_a/\tau_m < (\beta_\tau - \alpha_\tau)/(1 - \beta_\tau).$$

En correspondencia con esto, los factores de seguridad para los ciclos que se refieren a la zona I, se deben calcular mediante las fór-

mulas (267) y (268), es decir, por fatiga, mientras que para los ciclos referidos a la zona *II* se calculan con ayuda de las fórmulas (269) y (270), es decir, por fluencia.

Para el caso de un estado tensional complejo, cuando en la pieza surgen al mismo tiempo tensiones normales y de corte, el factor de

30. Propiedades mecánicas de los aceros de construcción

Tipos de aceros	Tensiones, en MN/m²					
	σ_t	σ_f	σ_{-1}	σ_{-1t}	τ_f	τ_{-1}
40	570—700	310	230—320	180—240	450	140—190
45	600—750	350	250—340	190—250	220	150—200
50	630—800	350	270—350	200—260	—	160—210
50Г	650—850	370	280—360	—	—	—
45Г2	700—900	385	300	—	—	180—220
40Х	750—1000	650—900	320—480	240—340	—	165
45Х	850—1000	650—1300	450—500	—	—	—
40ХН	850—1600	600—1450	450—600	320—420	—	—
40ХНМА	900—1850	800—1600	475—520	—	700	225—380
12Х1Н3А	950—1400	700—1100	420—640	300	420	220—300
20Х1Н3А	950—1450	850—1100	430—650	310	—	230—330
18Х2Н4ВА	1150	800—850	500—580	—	—	—
18Х2Н4МА	1150—1400	850—1200	540—620	380	550	300—340
25Х2Н4ВА	1100	950	500	360	600	260
38ХА	850	600	360	—	—	—
30ХМА	930	735	410—460	—	—	225
40ХФА	800—1570	735—1275	390—580	—	—	205
50ХФА	1300—1500	1150—1300	600	—	—	530

seguridad total n_σ se calcula de acuerdo a la tercera teoría de resistencia, habiéndose determinado de antemano los márgenes de seguridad particulares para las tensiones normales n_σ y de corte n_τ:

$$n_\sigma = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

En la tabla 30 se muestran las características de resistencia mecánica para los aceros de construcción más conocidos.

CAPÍTULO XX

Bloques, cárteres, culatas y juntas de gases

§ 1. Motores de refrigeración por líquido

Monobloques. El monobloque o bloque-cárter de los motores refrigerados por líquido se ejecuta de acuerdo a los siguientes esquemas soportantes.

1. Con bloque de cilindros sustentadores, cuyas paredes se tensan por acción de las fuerzas de presión de los gases, éstas se transmiten a través de la culata por los espárragos. Cuando se utilizan camisas insertadas húmedas en las estructuras con camisa portantes se someten a las tensiones solamente las paredes de la camisa de agua y de los tabiques ubicados entre los cilindros (fig. 238, *a* y *c*). El bloque y la mitad superior del cárter (bancada) se funden en una sola pieza.

2. Con espárragos sustentadores, enroscados en la mitad superior del cárter, cilindro comprimido y camisa húmeda insertada (fig. 238, *b*). El monobloque en semejantes estructuras puede fundirse de aleación de aluminio.

En los motores en línea y en V refrigerados por líquido, los cilindros generalmente se funden formando un bloque integral conjuntamente con la parte superior del cárter. Semejante estructura monolítica posee alta rigidez en los planos de acción de las fuerzas de inercia y de presión de los gases, así como de sus momentos. La elevada rigidez del monobloque asegura deformaciones mínimas en las zonas de los cojinetes de apoyo, camisas de los cilindros y en el plano de unión del bloque con la culata. Además, en este caso tanto las paredes externas como los tabiques internos pueden hacerse más finos, lo que, en cierta medida, disminuye la masa del monobloque y reduce el gasto de metal. Si el bloque se hace de fundición gris, para sujetar la culata se instalan espárragos cortos, al ajustar los cuales no se comprime el bloque.

La masa del bloque-cárter, cuando se hace de fundición, constituye el 25—35% de la masa del motor en línea de carburador, para un motor Diesel en V supercuadrado, siendo $S/D < 1$, no excede el 25% de la masa total, y si $S/D > 1$ crece hasta el 20—20%.

La rigidez del bloque-cárter puede elevarse aplicando los siguientes procedimientos:

1) dotando de nervios los tabiques ubicados en los planos de los cojinetes de bancada, es decir, en los planos de transmisión de los esfuerzos desde el cigüeñal a los cojinetes de apoyo; introduciendo

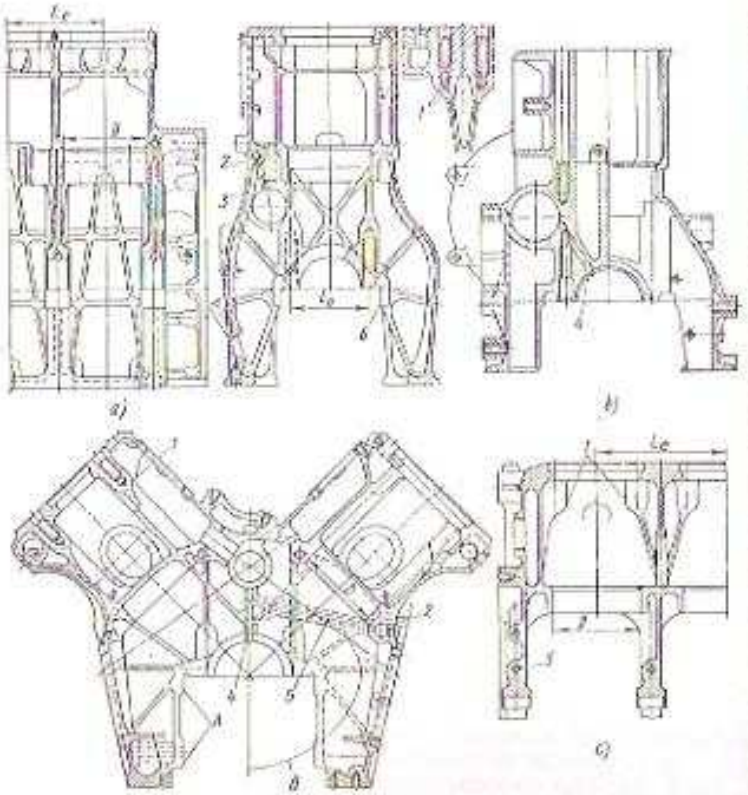


Fig. 238. Monobloques de motores refrigerados por agua:
a — de fundición gris para un motor Diesel en línea con paredes sustentadoras de la camisa de agua y con camisas húmedas; b — de aluminio para un motor de carburador con espárragos sustentadores, con la camisa de agua comprimida y camisas húmedas; c — de fundición gris en V para un motor Diesel con paredes sustentadoras y camisas húmedas

nervios de reforzamiento que unen los anclajes para los espárragos de la culata y los alojamientos del casquillo del cojinete de bancada con las paredes del monobloque;

2) haciendo que el plano de sujeción de la mitad inferior del cárter se encuentre más bajo del plano divisorio de los cojinetes de bancada;

en este caso, las fuerzas y los momentos que se transmiten desde el cigüeñal son percibidos por un gran volumen de metal con una extensa área transversal y un elevado momento de resistencia (véase la fig. 238);

3) disponiendo los cojinetes de bancada detrás de cada cilindro, esto condiciona una distribución uniforme de las fuerzas y momentos transmitidos desde el cigüeñal a lo largo del bloque, lo que permite a su vez, eliminar la aparición de lugares peligrosos de concentración de tensiones en la parte superior del cárter;

4) empleando monobloques con camisas secas o fabricadas por fundición formando una pieza integral con el bloque;

5) utilizando el cárter tipo túnel (véase la fig. 247, *c*), el cual no posee planos de separación en los cojinetes de bancada (motor del automóvil «Zaporozhetse»).

Las primeras tres medidas van acompañadas de un aumento de la masa del monobloque.

Durante el diseño, el ancho del cárter se determina por la trayectoria del punto extremo exterior perteneciente a la cabeza del perno de la biela. La distancia mínima entre su trayectoria y la superficie interior de la pared del cárter, por lo general, no excede de 10—15 mm (curva *II*, fig. 238, *c*).

El espesor de las paredes y tabiques de la parte superior del cárter de hierro fundido constituye de 5 a 8 mm, mientras que el espesor de las paredes de la camisa de agua y tabiques del bloque es de 4 a 7 mm. En la fundición de aluminio el espesor de las paredes, para el caso de colada a una matriz de arcilla, se incrementa aproximadamente en 1—2 mm.

La utilización de piezas de aluminio, obtenidas por fundición a presión, permite crear paredes más delgadas y resistentes. En este caso, al pasar de piezas de hierro colado a las de aluminio se reducen considerablemente sus masas. La relación entre las masas de los monobloques de hierro colado y las de aluminio por fundición a presión como promedio es de 4 : 1. Las investigaciones han mostrado que tan sólo el reemplazo de los monobloques y culatas de hierro colado por los de aluminio en los motores de carburador para automóviles permite disminuir su masa en un 60% aproximadamente. La masa específica de los motores de carburador en V, cuyos monobloques y culatas son de aluminio llega hasta 1,10—1,15 kg/kW. El espesor de las paredes en las piezas de hierro colado actualmente es unos 3,2—3,5 mm. En este caso, las masas de los monobloques de hierro colado se aproximan a las de aluminio. En las estructuras de los monobloques, sobre todo para los de aleación de aluminio, la transición de las paredes gruesas a las delgadas debe ser gradual.

Los nervios de refuerzo en los tabiques y paredes laterales se hacen no muy altos y gruesos. Los ejes de los espárragos deberán instalarse en el medio del grosor de las paredes con la finalidad de evitar que en ellas aparezcan tensiones de flexión adicionales.

El diámetro exterior de los salientes en la zona de los cojinetes

de bancada y el largo de la rosca en los salientes para los espárragos deberán ser no menor que el doble de sus diámetros.

Al proyectar el bloque-cárter es necesario prestar atención a que las fuerzas de presión de los gases, que obran sobre los espárragos sustentadores, se transmitan directamente desde la culata del motor a los espárragos de las chumaceras (véase la fig. 238, *b*, *a*) a través de los nervios de refuerzo en los tabiques interiores. En este caso,

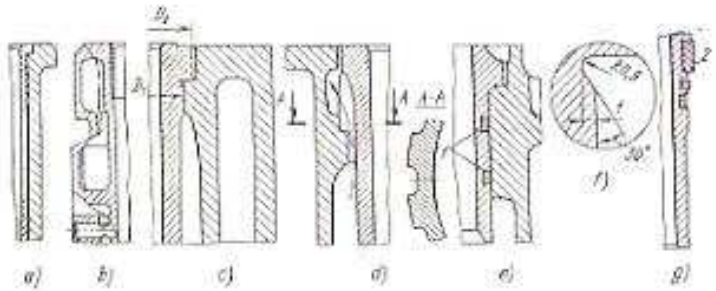


Fig. 230. Camisas con cinturones de apoyo superior, intermedio e inferior: *a* — camisa seca a todo lo largo del cilindro; *b* — camisa seca corta; *c*, *d*, *e* — camisas húmedas; *f* — detalle de la brida de apoyo; *g* — empaquetadura anular de apoyo

las fuerzas de presión de los gases se equilibran sin que en las paredes del monobloque aparezcan momentos de flexión adicionales, los cuales pueden ocasionar tensiones peligrosas.

Para evitar grandes deformaciones durante el ajuste de los espárragos, el espesor de la pared de apoyo del bloque de cilindros de hierro fundido (del lado de la empaquetadura) debe ser igual a 8—14 mm.

Las deformaciones estáticas de la camisa quedan definidas por las deformaciones en los asientos anulares de apoyo en la parte superior del monobloque, así como en las bridas de la camisa.

La rigidez de la zona de apoyo del bloque se incrementa con ayuda de un cinturón de apoyo, el cual se une con las paredes longitudinales y transversales del bloque conjuntamente con los salientes para los espárragos de ajuste de la culata.

Las estructuras en las cuales las camisas están fundidas conformando una sola pieza con el bloque-cárter (fig. 239, *a* y *b*) tienen elevada rigidez, requieren menor cantidad de metal y poseen mayor resistencia al desgaste de las superficies en las paredes de los cilindros. Semejantes estructuras se emplean tanto en los motores a gasolina como Diesel. El mínimo espesor de las paredes del cilindro constituye en este caso 6 mm; la distancia entre las paredes exteriores de los cilindros vecinos, para el paso del agua, es no menor de 4—5 mm.

La posición del árbol de levas en el monobloque se determina de manera que se cumplan las siguientes dos condiciones:

1) los soportes del árbol deberán pasar fuera de la trayectoria de la cabeza del perno y del punto extremo de la biela;

2) deberá tenerse en cuenta la disposición y dimensiones de los taqués del mecanismo de válvulas, cuya ubicación en el bloque queda definida por la posición de las válvulas, además, cuando estas últimas están en la culata, también influye la relación entre los brazos de los balancines y el ángulo de inclinación de los vástagos o varillas de empuje.

La distancia entre los ejes de dos cilindros contiguos se evalúa por la relación L_0/D (donde L_0 es la distancia entre los ejes de cilindros vecinos; D, el diámetro del cilindro) que caracteriza la compacidad

31. Valores de L_0/D para diversos motores refrigerados por agua

Tipo de motor	de carburador	Diesel
En línea con camisas secas, los cojinetes de bancada son de deslizamiento y están dispuestos cada dos cilindros (árbol de apoyo doble)	1,20—1,24	—
En línea con cojinetes de deslizamiento en cada tramo del cigüeñal	1,20—1,28	1,25—1,30
En V con disposición en serie de las bielas en el muñón del árbol y con cojinetes de deslizamiento	1,33	1,47—1,55
Con cojinetes de pelillos en calidad de apoyos de bancada	1,30	1,30

del motor en cuanto a su longitud (véase la fig. 238, *a*). La magnitud de esta relación depende de una serie de factores constructivos y en primer lugar de:

1) la existencia de un cojinete de bancada entre los dos cilindros y de su longitud, así como de la estructura del cojinete (cojinete de deslizamiento o de rodamiento);

2) la longitud del muñón de biela (especialmente en los motores en V con bielas dispuestas una detrás de la otra en un mismo muñón);

3) el tipo de camisa (seca o húmeda);

4) la existencia de un canal para el agua entre las paredes de cilindros contiguos.

En la tabla 31 se dan los valores de la relación L_0/D para monobloques de diversos motores refrigerados por agua.

Camisas. Las camisas secas se instalan a todo lo largo del cilindro (véase la fig. 239, *a*) o solamente en su parte superior (véase la fig. 239, *b*), donde se observa el mayor desgaste. El espesor de las camisas secas es de 2—4 mm. El empleo de camisas secas desmontables permite aumentar la resistencia al desgaste de la superficie, siendo pequeños los gastos de aleaciones costosas. Las camisas secas van prensadas o se colocan mediante un ajuste por deslizamiento con una

holgura de 0,01—0,04 mm. El acabado de la superficie de la camisa seca se efectúa después de prensarla en el bloque de cilindros.

Las camisas secas con ajuste por deslizamiento se caracterizan por tener peor termodisipación y gran irregularidad del diagrama radial de temperaturas, lo que origina deformaciones locales. Para eliminar estos fenómenos, por unos canales en la pared se introduce aceite del sistema de lubricación a la holgura entre la pared del bloque de cilindros y la camisa.

Al emplear las camisas húmedas se consiguen las siguientes ventajas: se simplifica el colado del monobloque, aparece la posibilidad de emplear materiales de mayor resistencia al desgaste, se eleva la termodisipación y disminuye la irregularidad del calentamiento, se reduce la cantidad de trabajo para la reparación.

En caso de deteriorarse, las camisas húmedas (fig. 239, *c—e*) pueden reemplazarse sin sacar el motor del chasis. Estas se colocan libremente en los cinturones guías para el centrado en el bloque. Para conservar la forma geométrica durante el trabajo, la camisa tiene dos cinturones guías para el centrado: superior e inferior. Los planos de apoyo para la camisa húmeda se hacen en los salientes anulares de bloque, cuya rigidez deberá ser tal que durante el ajuste de los espárragos varíe lo menos posible la forma geométrica de la camisa. La máxima deformación de la camisa no debe superar la diferencia de las tolerancias en el diámetro, adoptadas para su fabricación.

Los planos de apoyo de la camisa pueden situarse a diferentes alturas del bloque: en la parte superior del bloque, directamente en el saliente anular de la pared frontal (véase la fig. 239, *e*); en el saliente anular que está debajo del plano de apoyo del bloque a 1/4—1/3 del diámetro del cilindro (véase la fig. 239, *d*); en el saliente en la parte inferior del bloque (véase la fig. 239, *c*). Con la disposición más baja del plano de apoyo de la camisa, mejora el enfriamiento de su parte superior, así como de los segmentos del pistón, pudiéndose de esta manera evitar torceduras del cinturón superior más caliente de la camisa, donde la alteración de la forma geométrica puede conducir a un desgaste elevado, a la formación de raspaduras en la superficie de la camisa, pistón y segmentos y al incremento del consumo de aceite.

El área de la superficie anular de la brida de la camisa húmeda $\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$ no excede del 15% del área del pistón. Para disminuir las deformaciones en el cinturón superior de la camisa durante el ajuste de los espárragos, las áreas anulares de apoyo (desde el lado de la empaquetadura y por parte del bloque) deben ser iguales entre sí (véase la fig. 239, *c*), lo que permite evitar la aparición de deformaciones estáticas en la camisa, debidas a que, al apretar los espárragos, surge un momento que flexiona la brida. Se hace una hendidura directamente debajo de la brida de apoyo de la camisa en el lugar de transición (fig. 239, *c, f*) con la finalidad de que los esfuerzos, al ajustar los espárragos, se transmitan sólo a la brida. Ambas medidas disminuyen la deformación estática de la camisa en dos veces y el consumo de aceite en el 25—35%.

El ancho de la brida de apoyo se determina teniendo en cuenta la magnitud de la presión sobre el cinturón anular al ajustar previamente los espárragos. Para los bloques de hierro colado esta presión debe ser no mayor de 380—420 MPa, mientras que para los de aluminio, 140—180 MPa. La altura de la brida debe tomarse igual a 0,1 *D*.

En las paredes de las camisas húmedas, al variar la posición de la biela y la dirección con que se aplican las fuerzas normales, aparecen deformaciones dinámicas, originadas por los golpes del pistón durante su cambio de dirección en el P.M.S., acompañados de vibraciones de alta frecuencia, como resultado de las cuales se destruyen por cavitación las superficies externas de las camisas. La amplitud de las fuerzas de impacto depende mucho de la holgura entre el pistón y la camisa, así como del perfil de la superficie del émbolo a lo largo de su altura.

Los métodos más efectivos para disminuir las deformaciones dinámicas de la camisa consisten en: elevar su rigidez, encajarla con ajuste sin holgura en los cinturones guías, reducir las holguras entre el pistón y la camisa y elegir correctamente el perfil del pistón.

La rigidez del bloque de cilindros depende en gran medida del tipo de camisa, así como de su instalación. Para las camisas secas colocadas bajo presión (véase la fig. 239, *a* y *b*) la rigidez del bloque es mayor que para las camisas húmedas (véase la fig. 238, *a* y *b*).

Para asegurar una empaquetadura fiable de la junta de gas el frente de la camisa debe sobresalir un poco sobre la superficie de apoyo del bloque. En este caso, la mayor parte de la fuerza de apriete de los espárragos se transmitirá a la brida de la camisa. La altura del resalte varía entre los límites de 0,05—0,15 mm, en función del diámetro de la camisa y de la estructura de la empaquetadura.

Para ajustar la culata de los cilindros, se tiende a distribuir los espárragos a la menor e igual distancia posible de los ejes de los cilindros. Los espárragos se enroscan en los salientes individuales *1* (fig. 238, *a* y *c*), unidos a las paredes de la camisa de agua por tabiques transversales internos y por el plano de apoyo superior del bloque o están hechos en un pozo continuo fundido en un todo único con las paredes longitudinales y transversales del bloque.

La hermetización de la junta inferior de la camisa húmeda y del bloque se consigue generalmente con la ayuda de dos anillos de goma *1* (fig. 239, *e*). Las ranuras para estos anillos se tornean en la superficie externa del cinturón guía de la camisa. En algunas estructuras se coloca un anillo tope complementario *2* (fig. 239, *g*).

El espesor de las paredes del cilindro se elige a partir de la condición de lograr suficiente rigidez, que evite la ovalización del cilindro, tanto durante el montaje del motor como durante su funcionamiento, debido a la acción de la fuerza normal del émbolo. El espesor de las paredes de las camisas húmedas fabricadas de hierro colado

oscila entre 5 y 8 mm. Este grosor se eligo considerando la posibilidad de mandrinar la camisa al repararla. La longitud de la camisa se fija a partir de la condición de que el borde inferior del pistón sobresalga hasta $0{,}2\,D$, al encontrarse éste en el P.M.I.

Cuando el pistón se encuentra en el P.M.I. su cinturón hermético deberá contactar con la camisa, bañada por el líquido refrigerante. Esta última condición defino el nivel inferior del líquido en la camisa.

La vida útil de las camisas depende de los siguientes factores: de la estructura de la camisa; de los materiales empleados para la misma y los segmentos, así como de la tecnología empleada en su fabricación de la microgeometría de la superficie de la camisa y del segmento; de la dureza de su superficie; de la estabilidad del estado térmico del cilindro que no depende de los regímenes de trabajo del motor; de la calidad del combustible y del aceite; de la purificación del aire; del sistema de refrigeración y de las condiciones de explotación del motor. Para elevar la durabilidad de las camisas se recomienda adoptar las siguientes medidas:

1. Instalar en el sistema de refrigeración un termostato, el cual permite mantener estable el estado térmico del motor dentro de los límites de 90—95 °C independientemente de los regímenes de velocidad y de carga en que funciona. Al aplicar un termostato, la temperatura media de las paredes, a regímenes parciales de carga, no desciende por debajo del valor crítico (140 °C), con el cual surge el desgaste por corrosión. Además, el tiempo de calentamiento del motor después del arranque disminuye. Cuando se utilizan termostatos el desgaste de las camisas disminuye aproximadamente 2 veces.
2. Colocar persianas delante del radiador, manejadas manualmente o por la acción de un termostato individual.
3. Ventilar el cárter con el fin de extraer los gases que pasan a través de los segmentos del pistón, pues aquéllos empeoran la calidad del aceite y suscitan su resinificación rápida.
4. Instalar un filtro de paso total para depuración fina del aceite.
5. Utilizar la depuración biotápica y trietápica del aire, empleando obligatoriamente filtros de papel.

Según datos de investigaciones fue establecido que una gran influencia sobre el desgaste de la camisa y de los segmentos del émbolo la ejerce la rugosidad de sus superficies (microgeometría de la superficie). Bajo las condiciones de fricción límite entre el aro superior y la pared de la camisa (en la zona del P.M.S) la altura óptima de rugosidad de la superficie constituyo 0,35—0,45 μm.

La combinación del cromado poroso en el segmento superior (los canales y poros en la capa de cromo poroso contribuyen a la adsorción del lubricante) con la rugosidad indicada de la superficie de la camisa permiten obtener las condiciones óptimas para alimentar con aceite las superficies de trabajo, así como incrementar la resistencia al desgaste de los segmentos y de la camisa.

Cojinetes de apoyo (bancada). Las tapas de los cojinetes del cigüeñal se ajustan por medio de pernos o espárragos (véase la fig. 238, *a—c*). Los cárteres de aluminio utilizan solamente espárragos, mientras que los de hierro colado utilizan pernos y espárragos. La distancia desde el eje de los espárragos hasta el eje del cigüeñal se eligo la menor posible, con el fin de disminuir el momento de flexión sobre la tapa. En las estructures actuales (véase la fig. 238, *a—c*) la distancia entre los ejes de los espárragos de la tapa $l_1 = (1{,}01—1{,}1)\,D$. El ancho del acople l_{ac} (fig. 240) de la tapa con el cárter se hace lo más grande posible con el objeto de evitar su abertura.

Para asegurar un ajuste sin holgura, los orificios con rosca para los espárragos o pernos se hacen en el monobloque, handiéndolos a cierta distancia de los planos de acoplamiento (véase la fig. 238, *a—c*), ya que, al enroscar los espárragos o los pernos, los hilos extremos de

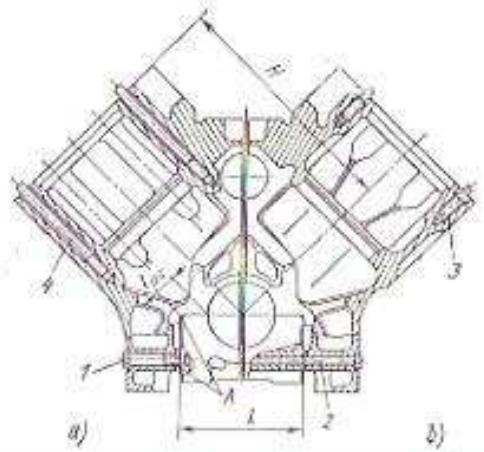


Fig. 240. Enlaces sustentadores adicionales de la tapa con el cárter mediante orejas de sujeción y espárragos pasantes

la rosca en el cárter y en el plano de apoyo pueden deformarse, como resultado de lo cual surge una concentración de tensiones en los planos de la junta. Para proporcionar mayor rigidez al conjunto del cojinete principal (de bancada) y preservarlo del zarandeo, las tapas se fijan por los lados en los salientes del cárter, empleando los planos maquinados *A* (véase la fig. 238, *a, c*). Los salientes están unidos con las paredes por medio de nervios. En los motores Diesel en V los cojinetes de bancada, así como la mitad superior del cárter, están solicitados a fuerzas y momentos considerables en los planos horizontal y vertical. En este caso, para aumentar la rigidez del conjunto de los cojinetes principales, se eleva considerablemente la altura de los planos laterales de la tapa y se prevén enlaces adicionales de las tapas con las paredes del cárter en forma de dos delgados espárragos

pasantes 2 (fig. 240, *b*) o de pernos *1* (fig. 240, *a*). Las tapas pueden fijarse también con ayuda de fijadores de precisión.

Para suministrar el aceite al cigüeñal y al árbol de levas, se hace el conducto principal *3* (véase la fig. 238, *a*, *c*) de 10—14 mm de diámetro en la parte superior del cárter, en un saliente especial y a lo largo de todo el motor. El aceite ingresa por los canales *3—5*, con diámetro de 5—8 mm, hacia los cojinetes de bancada y los cojinetes del árbol de levas.

Los casquillos de los cojinetes principales de cigüeñal (fig. 241) se encajan a presión en el hueco del cárter y de la tapa. La altura del casquillo deberá ser mayor que el radio del asiento en el cárter. En los cárteres de hierro colado el ajuste a presión máximo no excede de

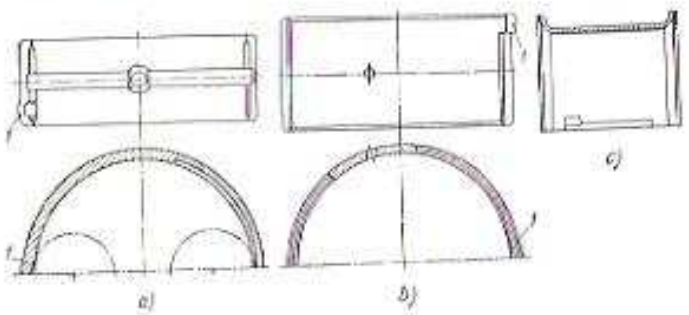


Fig. 241. Casquillos de los cojinetes del cigüeñal:
a — del muñón de bancada; *b* — del muñón de biela; *c* — de apoyo

0,06—0,08 mm (siendo el diámetro exterior del casquillo de 65—100 mm). En los cárteres de aleación de aluminio, el ajuste a presión se hace un tanto más grande, debido a su mayor coeficiente de dilatación lineal. Se entiende por ajuste a presión la diferencia entre el diámetro exterior del casquillo y el diámetro del asiento.

Para evitar giros y desplazamientos axiales los casquillos se fijan por fijadores encajados a presión en el cárter y en la tapa, o por las «lengüetas» (salientes) flexibles *1* (fig. 241, *a*, *b*), que se apoyan en los planos de unión del cárter y de la tapa.

El espesor radial de los casquillos delgados de acero para motores de carburador es (0,03—0,04) d_m (donde d_m es el diámetro del muñón de apoyo del árbol), siendo el espesor de la capa de babbit aproximadamente de 0,2—0,5 mm. En los motores Diesel el espesor del casquillo alcanza (0,045—0,05) d_m, siendo el espesor de la capa de bronce al plomo de 0,3—0,7 mm. Para elevar la rigidez en las piezas de aluminio el espesor radial de los casquillos se hace 1,5—1,7 veces mayor, con el fin de evitar el atascamiento de los muñones del árbol a temperaturas negativas (durante el enfriamiento del motor). Las

holguras diametrales en los cojinetes de apoyo es $\Delta_m = (0{,}0004—0{,}0012)\ d_m$.

La fiabilidad de los cojinetes depende de las deformaciones de sus asientos en el monobloque y en las tapas, originadas por las tensiones térmicas residuales que aparecen durante el enfriamiento de las piezas fundidas. Las tensiones residuales, que no se eliminan en caso de que el envejecimiento artificial sea insuficiente, conducen al descentrado de los apoyos de bancada, a la desfiguración de la forma geométrica en los asientos para los cojinetes principales, al torcimiento de los casquillos, al desprendimiento por capas de la aleación antifricción y a arañazos en las superficies de los muñones del árbol.

Culatas. En las paredes de las culatas surgen tensiones provocadas por el ajuste de los espárragos, por acción de las fuerzas de los gases, por el calentamiento desigual por todo el volumen. Se considera que las tensiones residuales, que aparecen durante el enfriamiento después de fundir la culata, se eliminan durante el envejecimiento o el recocido.

Las tensiones térmicas, debidas al desigual calentamiento de placa sustentadora de la culata, alcanzan 250 MN/m² y pueden superar considerablemente las tensiones mecánicas.

La temperatura de la superficie, bañada por los gases, alcanza en las culatas de fundición gris aproximadamente 350 °C. Los gradientes de temperaturas a lo largo del espesor de la pared constituyen unos 8—10 °C/mm y en los planos en direcciones radiales, unos 6—8 °C/mm. Las caídas de temperaturas entre ciertos puntos de la pared sustentadora de la culata de hierro colado alcanzan valores hasta de 150 °C. Para igualar las temperaturas se crean flujos direccionales de agua más fría, la cual ingresa desde el bloque por los canales hacia las zonas más calientes: al asiento de la válvula de admisión, a los tabiques entre las válvulas, la cámara de torbellino y el inyector o el colector de escape. En algunas estructuras existen alotas guías fundidas o se prensan tubos de suministro de agua o bien casquetes guías.

Las temperaturas máximas de las culatas de aleaciones de aluminio no sobrepasan los 200 °C. Las caídas de temperatura son menores de 60° y los gradientes de temperatura son 1,5—2 °C/mm. Las aleaciones de aluminio perciben en menor grado el calor de los gases y tienen mejor conductividad térmica. Por eso, en los motores con intenso proceso de trabajo, por ejemplo, en los sobrealimentados, es más conveniente utilizar aleaciones de aluminio. La temperatura de las válvulas, de sus asientos e inyectores se reduce considerablemente al emplear culatas de aleaciones de aluminio.

La estructura de la culata depende de la forma de la cámara de combustión, de la disposición de las válvulas, bujías o inyectores, canales de admisión y escape, conductos exteriores y de la dirección de los flujos del líquido refrigerante.

En los motores de carburador con válvulas en la culata se han difundido ampliamente las cámaras de combustión hemisféricas con

disposición bilateral-transversal o lateral-longitudinal de las válvulas, así como también las cámaras triangulares (véase la fig. 82) con las válvulas colocadas en un mismo lado en fila. Las relaciones de compresión para estas cámaras llegan a 8—9.

Cada vez mayor aplicación adquieren los motores a gasolina con conductos de admisión *1* dispuestos tangencialmente o en espiral (fig. 242), pues aseguran un giro intenso de la carga en el cilindro y su turbulización. El máximo efecto en cuanto al mejoramiento de los índices energéticos y económicos, así como en la reducción de la toxicidad de los gases de escape se consigue con las cámaras de combustión simétricas ubicadas en el pistón (véase la fig. 257, *e*). El diseño de una culata plana se simplifica, ya que en este caso alojar los conductos de admisión (tangenciales o helicoidales) con las áreas de paso necesarias no presenta dificultades (véase la fig. 242).

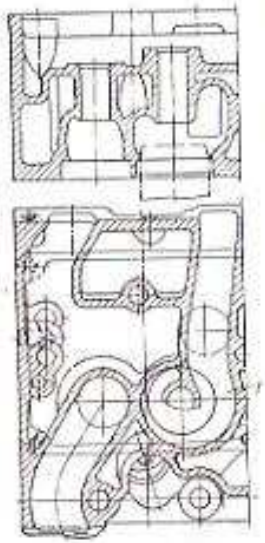


Fig. 242. Culata de un motor a gasolina con conducto de admisión helicoidal

Las estructuras de las culatas de los motores Diesel dependen del método empleado para formar la mezcla y del tipo de la cámara de combustión (véanse las figs. 211 y 213). La elección de la cantidad de espárragos y su ubicación uniforme conforman la principal tarea que hay que resolver al proyectar la culata. Ambas medidas deberán asegurar la fiabilidad de la junta.

En los motores Diesel con cámaras de inyección directa éstas tienen una forma relativamente sencilla. Se ubican generalmente en el pistón (véase la fig. 256, *b*, *f*), el inyector *1* (fig. 243, *a*) se coloca vertical o inclinadamente con un insignificante desplazamiento con respecto al eje del cilindro. En este caso, las válvulas de admisión y escape se instalan fácilmente en la circunferencia del cilindro. Los conductos de admisión *2* en estos motores Diesel se hacen tangenciales o helicoidales con el fin de obtener intensos torbellinos de aire.

Mucho más complicado resulta la fabricación de las culatas con cámaras separadas, o sea, con cámara de torbellino y con antecámara (véase la fig. 213). En las culatas con estas cámaras pueden aparecer fisuras térmicas en caso de que el enfriamiento de los tabiques entre las válvulas y entre la cámara y las válvulas sea insuficientemente intenso y organizado.

Las culatas en las estructuras de bloques se fabrican en forma de una fundición para una fila de cilindros (fig. 243, *b* y *c*).

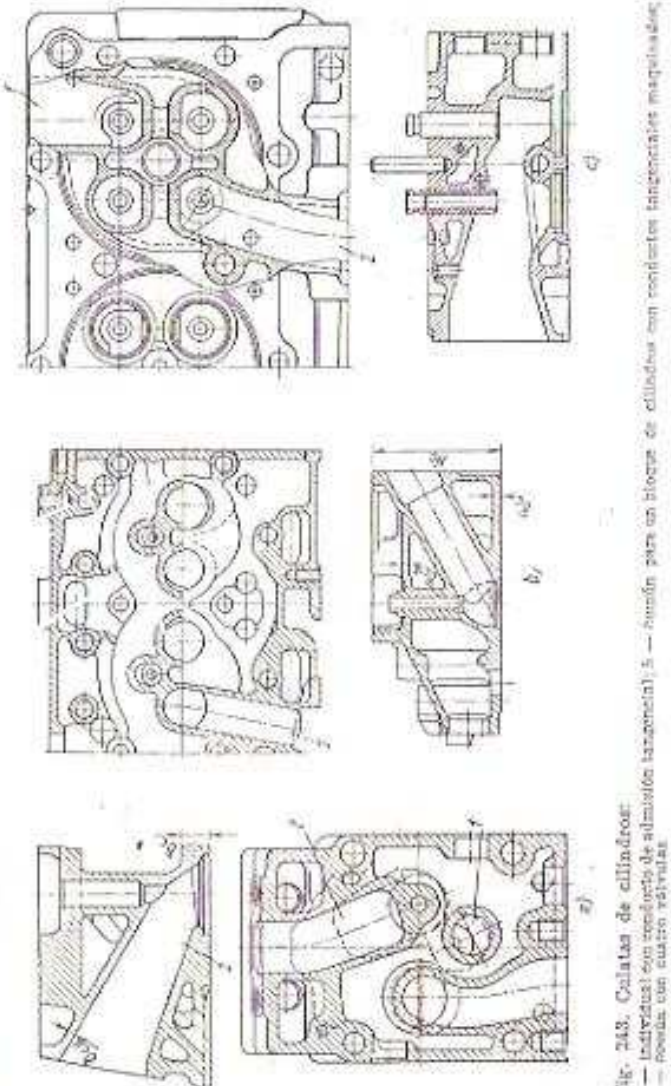


Fig. 243. Culatas de cilindros:
a — individual con conducto de admisión tangencial; *b* — común para un bloque de cilindros con conductos tangenciales marginales; *c* — común con cuatro válvulas

En los motores con válvulas en la culata, la altura de esta última H_c queda definida por el área y la forma de la sección de paso del conducto de la válvula de admisión, así como por la altura de los pasos para el líquido refrigerante entre las paredes de la culata y el canal de escape.

El espesor de la pared inferior de apoyo de la culata se elige a partir de la condición de obtener la suficiente rigidez, con objeto de evitar la torcedura de los asientos de las válvulas, cuando la culata se sobrecarga por las fuerzas de presión de los gases, y crear una fiable junta de gases. El espesor de la pared inferior de apoyo de las culatas de hierro colado o de aluminio δ_0 (fig. 243, *b*), así como el espesor de las paredes en la camisa de agua $\delta_{c.a}$, crecen al aumentar el diámetro del cilindro. El espesor de esta pared en las culatas hechas por fundición de hierro dentro de los límites de variación del diámetro del cilindro $D = 80$—150 mm puede expresarse a base de datos estadísticos obtenidos recurriendo a las siguientes funciones lineales:

$$\text{Motores Diesel } \delta_0 = 1{,}5 + 0{,}09\,D \quad \left\{\delta_{c.a} = 2{,}2 + 0{,}03\,D\right.$$
$$\text{Motores de carburador } \delta_0 = 0{,}09\,D$$

En las culatas de aleación de aluminio la pared de apoyo se hace aproximadamente 2 mm más gruesa.

Los conductos de escape *1*, en la mayoría de las estructuras, se hacen para cada cilindro por separado. Esto se explica, en primer lugar, por el deseo de evitar el sobrecalentamiento, ya que el tiempo de contacto entre las paredes del colector y los gases calientes en el caso de unir los conductos, considerablemente se incrementa y, en segundo lugar, por el hecho de que los colectores de escape de los cilindros extremos se encuentran más alejados del centro del motor. A consecuencia de esto las válvulas de admisión se pueden colocar más cerca del centro del motor, reduciendo de este modo la longitud del recorrido de la carga fresca hasta los cilindros extremos.

En los motores de carburador con cámaras de combustión hemisféricas y válvulas inclinadas, los colectores se colocan algunas veces a diferentes lados de la culata. El colector de admisión se calienta con los gases de escape que pasan por un conducto circundante o por el líquido que refrigera el motor. Los conductos de admisión y escape de la culata con cámaras de combustión hemisféricas poseen elevadas cualidades aerodinámicas.

El conducto de escape debe ser lo más corto posible con el fin de reducir la cantidad de calor transmitida al sistema de refrigeración. Debe prestarse especial atención durante el diseño al suministro de agua hacia el asiento y a los salientes del casquillo guía de la válvula de escape, ya que su fiabilidad depende en mucho del régimen de temperaturas que exista en este lugar.

En los motores de encendido por chispa, las bujías de encendido se enroscan en los salientes de la culata, que deberán estar bañados por todo alrededor con el líquido refrigerante. En caso de que esto

no se pueda hacer, para mejorar la termodisipación se recomienda hacer más robustos los salientes. El diámetro de las roscas de las bujías es de 18, 14 ó 10 mm. Los motores con elevado régimen térmico deben utilizar bujías de pequeño diámetro, pues tienen menor superficie de calentamiento y temperatura más baja.

En la mayoría de los motores Diesel con cámaras de combustión separadas, las cámaras de torbellino y las antecámaras se hacen de forma combinada. La parte superior de la cámara de torbellino se funde a veces junto con la culata, mientras que la parte inferior con la garganta se fabrica de acero termorresistente, se intercala por el lado del plano de apoyo de la culata, se fija y ajusta. Las antecámaras se montan en el lado externo de la culata (véase la fig. 213).

Los inyectores se instalan en los nidos colados y maquinados junto con la culata o se colocan en camisas de cobre.

En los motores Diesel de inyección directa, estando el inyector colocado en el centro, es difícil ubicar válvulas que posean las dimensiones requeridas en un mismo plano con el inyector (sistema con 2 válvulas), por lo que suelen desplazarlas (fig. 243, *a* y *b*) a un costado del eje del cilindro, a una distancia de $e = (0{,}04$—$0{,}15)\,D$. Como medida encaminada a facilitar la disposición de las válvulas, en los motores Diesel con inyección directa, se puede recomendar colocar los inyectores inclinadamente e instalar la cámara de combustión en el pistón de manera excéntrica con relación al eje del cilindro (véase la fig. 256). Siendo cuatro las válvulas, no surge ninguna dificultad constructiva para poder instalar el inyector en el centro.

Con el fin de lograr una unión más fiable, especialmente cuando el motor funciona con elevada sobrealimentación, se emplean culatas individuales para cada cilindro (fig. 243, *a*). Sus ventajas consisten en: mayor fiabilidad operacional; que se excluye la influencia de los cilindros vecinos sobre la empaquetadura; la posibilidad de distribuir uniformemente alrededor del cilindro los espárragos de ajuste; crear una presión uniforme sobre la empaquetadura de la unión, lo que permite reducir las deformaciones residuales de la camisa al ajustar los espárragos y facilita los trabajos de montaje y desmontaje. El empleo de culatas individuales en los motores en V no requiere alargar el monobloque.

Hermetización de la junta de gases. Para conseguir una unión estanca entre la culata y el bloque se coloca una junta que deberá soportar largo tiempo elevadas temperaturas y ser lo suficientemente flexible con el fin de llenar las irregularidades de las superficies de contacto de aquéllos hasta una profundidad de 0,05 mm, que quedan después del maquinado, así como las irregularidades hasta de 0,2—0,3 mm, que aparecen cuando se ajustan los espárragos en el plano de apoyo del bloque (si la rosca no está sumergida).

Para alcanzar una buena hermetización, los lugares de unión del bloque, camisa y culata deben tener la mayor rigidez posible, que asegure la mínima desviación de sus formas y de sus superficies de apoyo durante el ajuste de los espárragos.

En la fig. 244 se representan las estructuras de diversas empaquetaduras. Actualmente se utilizan juntas de los siguientes tipos:

1. Hechas enteramente de aluminio o de cobre, cuya dureza es considerablemente menor que la del material de la culata. Semejantes empaquetaduras se colocan en los motores con culatas y bloques de cilindros rígidos, incluidos los que tienen culatas individuales con elevada fuerza de ajuste de los espárragos.

2. Metálicas, compuestas de un juego de láminas delgadas. La empaquetadura puede fabricarse con rigidez variable, disminuyendo en ciertos lugares el número de láminas. Para rebordear alrededor de la abertura de la cámara de combustión se utiliza una de

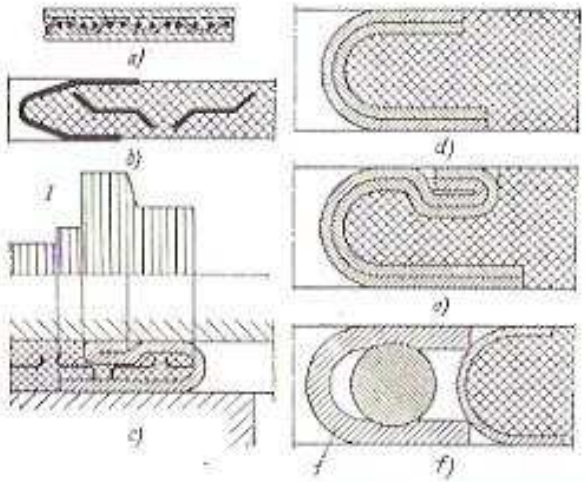


Fig. 244. Empaquetaduras de las juntas de gases en los motores refrigerados por agua y diagrama de la distribución de presiones en la junta

las hojas exteriores. Estas juntas, utilizadas en los motores Diesel, hermetizan de forma segura la unión en las estructuras con bloques y culatas rígidos, cuando la fuerza de apriete de los espárragos es elevada.

Las deformaciones en la parte superior del bloque y la camisa se incrementan cuando se emplean empaquetaduras rígidas.

3. Blandas prensadas, constituidas por dos láminas de cartón de amianto grafitado, superpuesto sobre una malla de acero (fig. 244, *a*) o sobre una hoja perforada de acero (fig. 244, *b* y *c*), lo que incrementa la resistencia de la empaquetadura y ofrece la posibilidad de emplearla repetidas veces. Para aumentar la resistencia de las fibras de amianto, éstas se impregnan de goma o de materiales especiales termorresistentes.

Las empaquetaduras de este tipo se fabrican con un espesor de 1,1 mm y más. Se instalan en los motores de carburador y Diesel. El espesor de la empaquetadura queda definida por las irregularidades en los planos de las uniones, la rigidez de las piezas a apretar y por las deformaciones del material hermetizante. Las deformaciones de los planos de unión, que durante el funcionamiento del motor se repiten periódicamente, se compensan con la flexibilidad de las juntas. Las deformaciones flexibles tolerables de la empaquetadura dependen de su espesor. Al aumentar éste crecen las deformaciones de las piezas de apriete.

Con el fin de aumentar las propiedades flexibles y la fiabilidad de la empaquetadura, los agujeros alrededor de la cámara de combustión se rebordean (fig. 244, *b* y *c*). En la zona del reborde el espesor de la empaquetadura es mayor, lo que asegura mayores presiones específicas a lo largo del contorno de la junta de gases. El rebordeo además protege la empaquetadura contra la acción de los gases.

En vista de la necesidad surgida de emplear juntas blandas en los motores Diesel, con elevadas presiones de combustión, se utilizan empaquetaduras con rebordes más gruesos y doblándolos para que penetren en la ranura (fig. 244, *c*), con doble reborde (fig. 244, *d*), con doble reborde y doblado en *S* (fig. 244, *e*), con protección contra la acción de los gases mediante el anillo *1* con un alambre calibrado en el interior (fig. 244, *f*) o un resorte devanado cilíndrico flexible, el cual después de apretar los pernos adquiere la forma de un óvalo o una elipse. Las empaquetaduras se fabrican con un diámetro del resorte cilíndrico mínimo desde 1,3 mm y más.

La resistencia a la fatiga de las empaquetaduras puede ser elevada empleando abrazaderas elásticas (fig. 244, *f*). La amplitud de las deformaciones máximas tolerables en este caso puede aumentarse en 2 veces (desde 7 hasta 14 μm).

En algunos motores se colocan por separado en cada cilindro anillos de hermetización de cobre rojo o de aluminio, encajándolos en los frentes de las camisas. En este caso, en el plano de la culata tendrán que haber salientes anulares maquinados. La unión para el líquido se hermetiza con anillos de caucho *1*, *2* (fig. 239, *e* y *g*).

Parte inferior del cárter. En los motores de automóvil la parte inferior del cárter (bandeja) generalmente no es portante. El cárter se hace de acero estampado con un espesor de 1—1,5 mm o de aleación de aluminio fundida. A lo largo del cárter inferior y por todo su ancho se colocan rejillas de amortiguación del aceite con el fin de reducir el consumo del mismo.

Para hermetizar la junta del cárter inferior desde el lado del mecanismo de accionamiento se utilizan diversas estructuras (fig. 245). En la fig. 245, *a* se muestra una estructura, en la cual los planos longitudinales de la junta superior e inferior del cárter están dispuestos por debajo del eje del cigüeñal, pero a la misma altura que el plano transversal delantero de apoyo de la tapa del mecanismo de accionamiento. Con el fin de disminuir el número de tornillos que fijan el

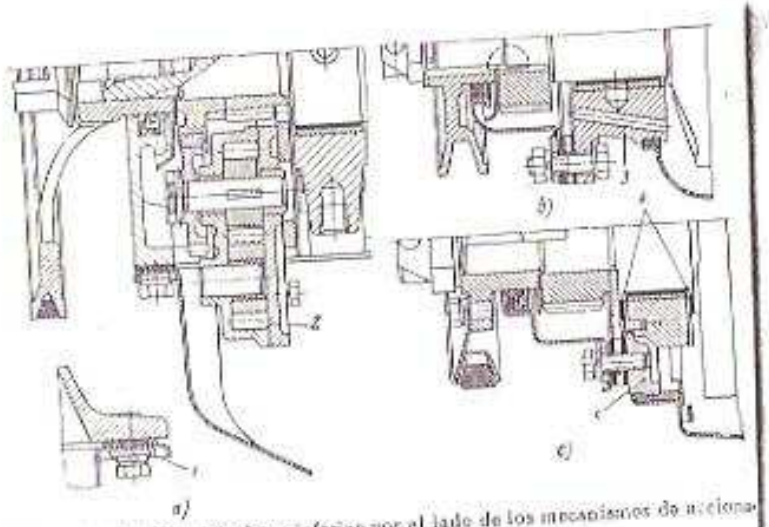


Fig. 245. Sujeción del cárter inferior por el lado de los mecanismos de accionamiento (extremo delantero)

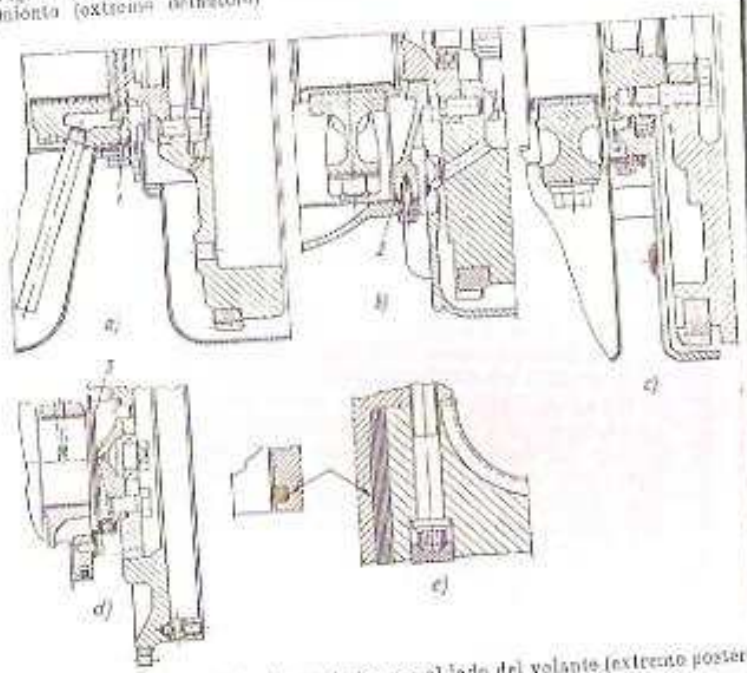


Fig. 246. Sujeción del cárter inferior por el lado del volante (extremo posterior)

delgado cárter estampado, a lo largo de todo el plano de la junta se coloca una lámina exterior *1* de acero laminado que eleva la rigidez del borde de apoyo. La lámina se suelda al cárter mediante soldadura por puntos.

Al colocar los planos de apoyo de ambas mitades del cárter en el plano del eje del cigüeñal, la unión por la parte del extremo delantero se realiza siguiendo la superficie cilíndrica de la tapa *3* (fig. 245, *b*) del cojinete de bancada delantero o de la brida atornillada (fig. 245, *c*). En caso de que el plano de separación del cárter esté por debajo del eje del cigüeñal, la unión por el lado del volante se hermetiza en el plano de la tapa del cojinete de bancada posterior; al mismo tiempo, los dos planos verticales de unión, situados a los costados de la tapa y del cárter superior, hasta el plano de separación del cojinete se hermetizan con empaquetaduras de madera *1* (fig. 246, *a*, *c*); también se hacen estancos el plano de la mitad inferior de la brida empernada *3* (fig. 246, *b*), compuesta de dos partes; el plano del cárter del volante (fig. 246, *c*) y la superficie cilíndrica del cubo *3* del volante (fig. 246, *d*).

§ 2. Motores refrigerados por aire

Los motores refrigerados por aire se construyen con cilindros individuales, los cuales se fijan en la parte superior del cárter. Los cilindros de estos motores pueden ser fabricados de acuerdo a dos esquemas soportantes: con espárragos sustentadores (fig. 247, *a*) y cilindro comprimido, o con cilindro sustentador (fig. 247, *b*), tensado en dirección axial por la fuerza de presión de los gases. En el primer caso, los espárragos sustentadores largos *1* ajustan a través de la culata los cilindros individuales hacia el plano de apoyo del cárter y simultáneamente aseguran que la unión sea densa; en el segundo caso, los cilindros se sujetan al cárter con espárragos cortos *2* (de cuatro a seis espárragos) recurriendo a una brida de apoyo, mientras que la culata se enrosca en el cilindro o se ajusta a él con ayuda de espárragos.

En los motores refrigerados por aire es conveniente utilizar cárteres tipo túnel con elevada rigidez tanto longitudinal como transversal (fig. 247, *c*).

La distancia relativa entre los ejes de los cilindros vecinos alcanza $L_e/D = 1{,}25-1{,}35$. La altura total del cilindro varía dentro de los límites $H_{cil} = (1{,}2-1{,}3)\,S$ y la altura de la culata $H_c = (0{,}85-0{,}95)\,D$. El ancho del cinturón de apoyo del cilindro por el lado del cárter constituye $(0{,}05-0{,}06)\,D$, mientras que por el lado de la culata es igual a $(0{,}04-0{,}06)\,D$.

Los cilindros de los motores refrigerados por aire se fabrican de los siguientes tipos: enteramente de acero con aletas maquinadas alrededor; de hierro colado con aletas hechas por fundición; en forma de una camisa de acero o de fundición gris en la cual se encaja un manguito de aluminio con aletas y de la misma camisa, pero colada en

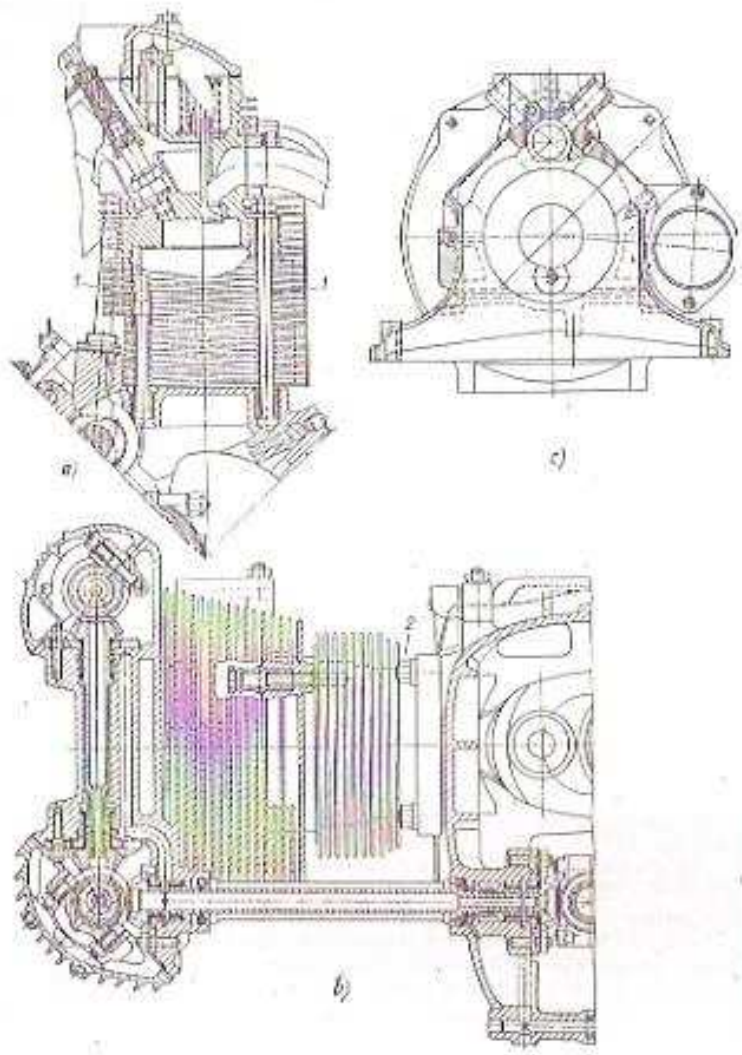


Fig. 247. Cilindros y cárteres de motores refrigerados por aire

aluminio; enteramente de aluminio con la superficie interna recubierta con una capa dura de cromo poroso. Los motores fabricados en serie utilizan estructuras con espárragos soportantes y con cilindros colados sin maquinado mecánico ulterior de las aletas.

La superficie refrigerante de las propias paredes de los cilindros alcanza el 25—40% de toda la superficie de refrigeración requerida (a la culata le corresponde el 60—75%). El sistema de aletas en el cilindro comienza directamente desde su unión con la culata y llega, como regla general, hasta la zona donde se ubican los segmentos en

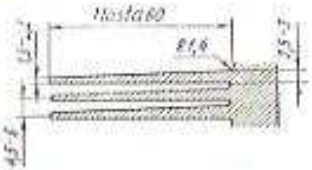


Fig. 248. Dimensiones principales de las aletas

el P.M.I. La parte con aletas constituye el 45—55% de toda la longitud del cilindro. La superficie específica de enfriamiento para los motores de carburador es igual a 0,61—0,81 cm²/W, mientras que para los motores Diesel es 0,48—0,61 cm²/W. La velocidad del aire entre las aletas alcanza 50 m/s.

La relación de la superficie exterior de enfriamiento de la culata y el cilindro con respecto a la superficie interior, bañada por los gases calientes, depende de la potencia por cilindro, así como del grado de intensificación del motor en cuanto a los índices energéticos y oscila dentro de los límites de 15 a 23.

El área de la superficie de refrigeración del cilindro es directamente proporcional a la altura y al número de aletas. El calor de las paredes del cilindro se transmite a las superficies de las aletas, de donde es evacuada por el flujo de aire. Cuando la diferencia de temperaturas entre la pared del cilindro y el borde de las aletas es considerable, la mejor forma de la sección transversal de la aleta para transmitir el calor resulta la trapezoidal (fig. 248). Los desplazamientos de las aletas hacia las paredes del cilindro se hacen redondeándolos suavemente para mejorar la evacuación de calor. La efectividad del proceso de transmisión de calor depende de la distancia entre las aletas (de su paso). Cuando el soplado de los cilindros es libre el paso constituye unos 8 mm. Aproximadamente 1/3 del paso se necesita para el espesor de la aleta y 2/3 se destina para que pase el aire entre las aletas.

En las estructuras de fundición (fig. 249) la distancia entre las aletas queda determinada ante todo por la resistencia de las varillas. Siendo la altura de las aletas de 60 mm (en las culatas de los cilindros) para la fundición de aleación de aluminio al colarlas en un molde de tierra se logra mantener un paso de 5 mm. Cuando las aletas se

tornean, el paso puede reducirse hasta 3,5 mm (para 1 mm de espesor de la aleta).

La altura de las aletas de los cilindros se determina por la conductividad térmica del metal y generalmente no excede de 14—18 mm. La mejor estructura de las aletas de los cilindros se considera aquella que tiene aletas cortas y que distan poco entre sí. En este caso se consume menos potencia en la refrigeración. Un cilindro con desigual

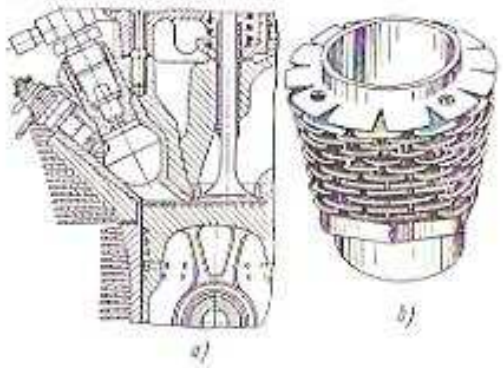


Fig. 249. Formas de las aletas en los motores refrigerados por aire

rigidez en las diferentes direcciones (aletas asimétricas) a altas temperaturas se deforma desigualmente. Esto puede conducir a un ovalamiento intolerable de la parte superior del cilindro por ser la más caliente y suscitar un elevado desgaste. Para eliminar el ovalamiento en las aletas se hacen cortes que llegan hasta las paredes del cilindro (fig. 249, *b*). En las filas vecinas los cortes están desplazados uno con respecto al otro. Al calentarse, las aletas cortas pueden deformarse libremente, en este caso en las paredes del cilindro no surgen tensiones térmicas intolerables que alteren notoriamente su forma.

Para aumentar la disipación del calor desde las camisas de acero sobre ellas se ajustan a presión cilindros de aluminio con aletas, los cuales se calientan previamente hasta 250—300 °C. En este caso, la temperatura de las paredes del cilindro, debido a que el contacto entre las superficies es incompleto (no supera el 50%) disminuye tan sólo en 35—45 °C. Mejor extracción de calor se consigue colando conjuntamente el cilindro con aletas de aluminio y la camisa de acero de hierro fundido. En la capa intermedia, debido a la difusión, se origina una sólida unión de los metales (proceso alfin). Esto permite también colar la culata con los asientos de las válvulas de acero y los casquillos para las bujías, así mismo con las cámaras de combustión superpuestas para los motores Diesel (fig. 249, *a*).

La parte más caliente de un motor refrigerado por aire es la culata que siempre se fabrica de aleaciones de aluminio aplicando el método del colado en coquillas. Las culatas de aleaciones ligeras tienen menor temperatura debido a la mejor conductividad térmica del metal. Si se parte de las condiciones de resistencia mecánica y fiabilidad en el funcionamiento, la temperatura de las superficies exteriores de la culata fabricada de aleación de aluminio en los puntos más calientes, o sea, en la zona situada entre las válvulas no debe exceder

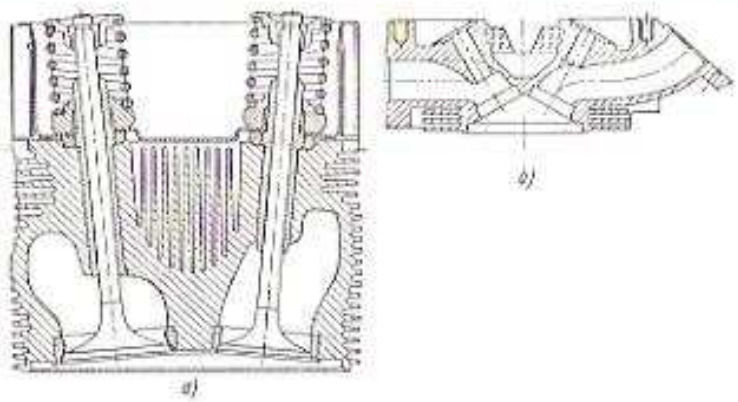


Fig. 250. Culatas de aluminio con válvulas dispuestas en ángulo

de 215—230 °C y sólo en los regímenes de intensificación se tolera para un breve tiempo un aumento de la temperatura hasta 260 °C. El campo de las temperaturas de la culata debe ser lo más uniformemente posible para que no surjan deformaciones térmicas, como resultado de las cuales puede alterarse la forma geométrica en la parte superior del cilindro. El área de enfriamiento de la culata constituye unos 75—60% de la superficie aleteada del cilindro. La altura de las aletas de refrigeración de las culatas fundidas alcanza unos 50—60 mm (fig. 250). Las aletas de las culatas obtenidas por forja se fresan. En este caso, el espesor de la aleta puede obtenerse hasta de 1,5 mm, siendo el paso igual a 3,5—4,0 mm. El área de refrigeración entonces crece, en comparación con las obtenidas por fundición, en un 20%.

Al emplear culatas de aleación de aluminio, la junta de gases se asegura por contacto directo de la culata con la superficie frontal de la camisa de fundición gris.

En la fig. 250 vienen representadas culatas con disposición en V de los ejes de las válvulas. Cuando la dirección del flujo de aire refrigerante es perpendicular al plano de los ejes de las válvulas (fig. 250, *a*), entre los colectores queda un pequeño espacio para ubicar las aletas de refrigeración y asegurar el paso del aire. Es conve-

niento suministrar el aire refrigerante desde la parte más caliente de la válvula de escape.

El mejor esquema de disposición de las válvulas, en cuanto a desarrollar las áreas de paso de los conductos de admisión y escape y la superficie refrigerante entre ellos, resulta el esquema en V (fig. 250, *b*) con cámaras de combustión piramidal o hemisférica. El ángulo de inclinación entre las válvulas llega hasta 80°.

El aire para la refrigeración del motor se impulsa por un ventilador, para accionar el cual se gasta una potencia proporcional al consumo de aire elevado al cubo. En caso de que el soplado de los cilindros sea libre, para la refrigeración se necesita aproximadamente 2 veces mayor cantidad de aire que cuando la dirección del flujo es organizado y dirigido artificialmente.

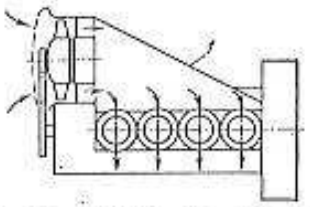


Fig. 251. Deflexión del flujo de aire refrigerante alrededor de los cilindros

En los motores en línea el ventilador se coloca al costado del motor; en los motores en V —directamente delante de los cilindros (fig. 251).

La dirección del flujo de aire a lo largo de los cilindros en un motor en línea, así como el desprendimiento del aire caliente se asegura por la funda *1* (fig. 251). Los deflectores sirven para distribuir el flujo de aire por los cilindros individuales y desviándolo, en primer lugar, hacia las zonas más calientes (al conducto de escape, a la cámara de combustión, etc.), con lo que se evita un calentamiento irregular. Los deflectores contribuyen de esta manera al igualamiento de las temperaturas entre los cilindros separados. La temperatura a que se calienta el aire, siendo pequeña la distancia entre las aletas altas y delgadas, alcanza unos 60—70 °C.

La masa de aire relacionada a 1 kW de potencia varía dentro de los límites de 29—35 kg/kW. La relación entre el aire requerido para la refrigeración y el aire absorbido por el motor, constituye 10—13 kg/kg.

A continuación se aducen las cantidades específicas de aire suministrado v_a, a la temperatura de 40 °C, necesario para refrigerar los motores de diferentes tipos con sistemas de impulsión de aire [en $m^3/(W \cdot h)$].

Motores de carburador	0,04—0,07
Motores Diesel con cámaras de combustión:	
de inyección directa	0,05—0,06
separada	0,06—0,075

La cantidad total de aire en volumen (m^3/h) requerida para la refrigeración del motor es

$$V_a = v_a N_e.$$

§ 3. Cálculo de los espárragos sustentadores

Cada espárrago del bloque está tensado por la fuerza del apriete preliminar P_{pr}, por la fuerza P'_z de presión de los gases que alcanza su máximo valor en el instante de la combustión, y por la fuerza P_t que aparece durante el calentamiento del motor como resultado de la desigualdad de las temperaturas y coeficientes de dilatación lineal de los materiales de la culata, bloque y espárragos. La tensión total en los espárragos, originada por las tres fuerzas indicadas, depende también de la relación entre la ductilidad de los espárragos y de las piezas a unir.

El cálculo del espárrago se reduce a determinar:

1) la fuerza de ajuste preliminar P_{pr};

2) la fuerza total (y la correspondiente tensión máxima) que incide en cada espárrago en el instante de alcanzar la máxima presión de combustión en el motor caliente P_z;

3) el factor de seguridad.

Al hacer el cálculo, se supone que la fuerza de presión de los gases P'_z durante la combustión es percibida por los espárragos más cercanos al cilindro (generalmente son cuatro o seis), mientras que la fuerza de su apriete se transmite solamente a los sectores de la culata y del bloque, más cercanos al cilindro.

Si la combustión se realizó no en el cilindro extremo, entonces sólo un 75—85 % de la fuerza P'_z se percibe por la parte más próxima del bloque, pero si la misma tuvo lugar en el cilindro extremo dicha parte soportará un 85—95 % de esta fuerza. La parte restante de la fuerza P'_z se transmite a los espárragos de los cilindros vecinos.

Examinemos el cálculo de una unión roscada para el caso de un motor, en el cual la culata, la empaquetadura y el bloque se someten a la compresión por un espárrago de acero.

La ductilidad de los elementos separados del conjunto soportante se expresa de la siguiente manera. Para un espárrago cuya área de la sección transversal es constante la ductilidad se halla por la fórmula

$$K_{esp} = \frac{l_{esp}}{E F_{esp}},$$

donde l_{esp} es la longitud de cálculo del espárrago, adoptada igual a la distancia desde el frente inferior de la tuerca hasta el último hilo de la rosca introducido en el bloque; E, el módulo de elasticidad del material del espárrago; F_{esp}, el área de la sección transversal del espárrago.

Cuando el área de la sección es variable a lo largo del espárrago la ductilidad será igual a la suma de las ductilidades de los componentes de sus sectores tomados separadamente:

$$K_{esp} = \sum \frac{l_{esp}}{E F_{esp}},$$

Para la culata, empaquetadura y bloque respectivamente

$$K_1 = \frac{l_1}{E_1 F_1}; \quad K_2 = \frac{l_2}{E_2 F_2}; \quad K_3 = \frac{l_3}{E_3 F_3},$$

donde l_1, l_2, l_3 son las alturas de las piezas que se aprietan (culata, empaquetadura y bloque); F_1, F_2 y F_3, las secciones transversales a la mitad de la altura de las piezas sometidas a la compresión (fig. 252),

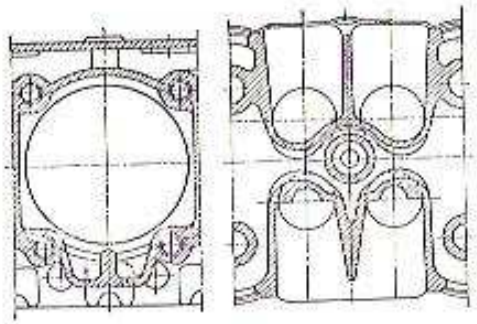


Fig. 252. Secciones en la parte intermedia de la culata y del bloque de cilindros

por cada espárrago; E_1, E_2, E_3, los módulos de elasticidad de los materiales de la culata, empaquetadura y bloque respectivamente.

En el proceso de montaje del motor al espárrago se aplica la fuerza preliminar P_{pr}, la cual tensa el espárrago y comprime las piezas a ajustar. El espárrago se alarga en este caso en una magnitud de

$$\lambda_{esp} = K_{esp} P_{esp}.$$

La magnitud de la compresión de las piezas que se fijan se determina como la suma de las deformaciones de la culata, empaquetadura y bloque:

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = (K_1 + K_2 + K_3) P_{pr}.$$

Después del ajuste, la fuerza de presión en la junta, o la fuerza que actúa sobre la tuerca del espárrago por el lado de las piezas apretadas, será igual a P_{pr}.

En el instante del encendido, cuando la unión se descarga, la fuerza de los gases que se transmiten a través de la culata, ensancha adicionalmente el espárrago alargándolo en $\Delta\lambda_{esp}$ y comprimirá la culata en $\Delta\lambda_1$ (la deformación sumaria será igual a $\Delta\lambda_{esp} + \Delta\lambda_1$). En este caso, la empaquetadura y el bloque se descargarán y su compresión total se reducirá en $\Delta\lambda_{esp} + \Delta\lambda_1$. En consecuencia, la fuerza de presión sobre la culata y espárrago por parte de la empaquetadura y el bloque, es decir, la fuerza de presión en la unión, durante el encendido se reducirá en la magnitud ΔP

$$P_u = P_{pr} - \Delta P. \qquad (271)$$

Esta misma fuerza comprimirá en dicho instante la empaquetadura y el bloque.

La fuerza de presión de los gases durante el encendido, que corresponde a cada espárrago, se determina por la fórmula

$$P'_z = \frac{p_z F_{c.c}}{i_{esp}}$$

donde p_z es la presión máxima de combustión; $F_{c.c}$, el área proyectada de la superficie de la cámara de combustión sobre el plano de la junta; i_{esp}, el número de espárragos.

La fuerza calculada, que someto a la tracción el espárrago durante el encendido es:

$$P_e = P_p + P'_z$$

o después de sustituir la fuerza P_p por su valor de la fórmula (271):

$$P_e = P_{pr} - \Delta P + P'_z. \qquad (272)$$

El alargamiento adicional del espárrago y la compresión de la culata que aparecen en el instante que se aplica la fuerza P'_z son directamente proporcionales a la diferencia de fuerzas que actúan sobre estas piezas después y antes de someterles a las cargas. La magnitud de la suma de la deformación es

$$\Delta\lambda_{esp} + \Delta\lambda_1 = (K_{esp} + K_1)(P_e - P_{pr}).$$

Después de sustituir los valores de la fuerza P_e de la fórmula (272), obtenemos

$$\Delta\lambda_{esp} + \Delta\lambda_1 = (K_{esp} + K_1)(P'_z - \Delta P). \qquad (273)$$

La disminución de las deformaciones por compresión de la empaquetadura y del bloque en el instante del encendido es directamente proporcional a la reducción de la fuerza de presión en la unión y se determina por la fórmula

$$\Delta\lambda_2 + \Delta\lambda_3 = (K_2 + K_3)\Delta P. \qquad (274)$$

Para asegurar la densidad de la unión las deformaciones deben ser iguales a:

$$\Delta\lambda_{esp} + \Delta\lambda_1 = \Delta\lambda_2 + \Delta\lambda_3.$$

Después de sustituir sus valores tomándolos de las expresiones (273) y (274) se calcula la disminución de la presión sobre la junta

$$\Delta P = [(K_{esp} + K_1)/\textstyle\sum K]\, P'_z. \qquad (275)$$

La relación $(K_{esp} + K_1)/\sum K$ caracteriza el grado de descarga de la junta.

Una vez encontrada la magnitud ΔP introduciendo su valor en la fórmula (272) se obtiene la fuerza calculada

$$P_e = P_{pr} + \chi P'_z,$$

donde χ es el coeficiente de la «carga principal» en la unión enroscada

$$\chi = (K_2 + K_3)/\sum K = 0{,}15 - 0{,}25.$$

La fuerza P_0 es la fuerza máxima calculada que actúa sobre el espárrago en caso de que los coeficientes de dilatación lineal del espárrago y de las piezas a fijar sean iguales. Durante las carreras de admisión y escape el espárrago está sometido solamente a la fuerza de ajuste preliminar P_{pr}, que representa la mínima fuerza constante del ciclo alterno. La fuerza $\chi P'_z$ es una componente variable de la fuerza total que tensa el espárrago.

Si las piezas que se comprimen son de aluminio, después del calentamiento del motor los espárragos de acero se sobrecargan con fuerzas adicionales que aparecen como resultado de la diferencia en los coeficientes de dilatación lineal para la aleación de aluminio y el acero. Dicho coeficiente para las aleaciones de aluminio empleadas α_{a1} es dos veces mayor que el coeficiente de dilatación lineal del acero α_{ac} ($\alpha_{a1} = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/°C para las primeras y $\alpha_{ac} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/°C para los segundos).

El alargamiento total de las piezas de aluminio en caso de que la dilatación sea libre, al aumentar la temperatura en Δt grados, es igual a $\alpha_{a1} \sum l_1 \Delta t$, mientras que el alargamiento del espárrago de acero es igual a $\alpha_{ac} l_{esp} \Delta t$. Si el estado térmico de un motor refrigerado por agua es estacionario, se puede considerar que todas las piezas se calientan hasta una misma temperatura (dentro de los límites de 80—90 °C).

La diferencia en el alargamiento de las piezas y espárragos ajustados constituirá:

$$(\alpha_{a1} \sum l_1 - \alpha_{ac} l_{esp})\ \Delta t.$$

Puesto que las piezas de aluminio al montar los motores se aprietan y todo el sistema se deforma conjuntamente, durante el calentamiento en la junta de gases aparece una nueva fuerza P_t. A causa de esto los espárragos se alargan adicionalmente, mientras que las piezas apretadas se comprimen.

La magnitud de la fuerza P_1 es directamente proporcional a la diferencia de las deformaciones térmicas, expuestas en la expresión (en caso de que las temperaturas del espárrago y de las piezas ajustadas sean iguales)

$$(\alpha_{a1} \sum l_1 - \alpha_{ac} l_{esp})\ \Delta t = K_1 P_1 + K_2 P_1 + K_3 P_t + K_{esp} P_1,$$

de donde la fuerza

$$P_1 = \frac{(\alpha_{a1} \sum l_1 - \alpha_{ac} l_{esp})\ \Delta t}{\sum K}.$$

La fuerza P_1 eleva la presión en la junta y hace más fiable su hermetización.

La fuerza máxima de cálculo para un ciclo alterno, que actúa sobre el espárrago en un motor caliente, se determina como la suma de tres fuerzas:

$$P_{c.máx} = P_{pr} + \chi P'_z + P_t.$$

La fuerza mínima del ciclo es

$$P_{c.mín} = P_{pr} + P_t.$$

En la fig 253, en las coordenadas fuerza—deformación, se ilustra la variación de las fuerzas y de las deformaciones en los elementos individuales del conjunto soportante del bloque a diferentes períodos de carga para un espárrago de elevada rigidez a (líneas llenas) y otro de menor rigidez b (líneas de trazos). De la comparación de los diagramas se infiere que al disminuir el diámetro del espárrago decrece la componente variable, o sea, la amplitud del ciclo $P_a = 0{,}5\ \chi P'_z$, lo que favorablemente influye sobre la resistencia dinámica del vástago del espárrago y de la rosca durante las cargas de impacto.

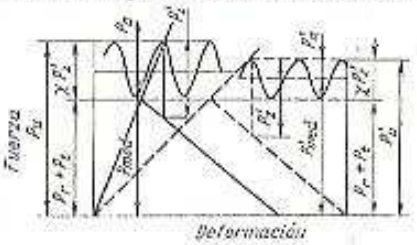


Fig. 253. Variación de las fuerzas y deformaciones en los elementos de un conjunto soportador en función de la carga sobre los espárragos de ajuste

La fiabilidad de la junta y la resistencia mecánica de la unión roscada dependen de la magnitud que tenga el apriete preliminar del espárrago. La fuerza mínima de ajuste del espárrago $P_{pr.mín}$ puede obtenerse recurriendo a la fórmula (271), bajo la condición de que la fuerza de presión en la junta sea $P_u = 0$, es decir

$$P_{pr.mín} - \Delta P = 0$$

o también

$$P_{pr.mín} = \Delta P.$$

Una vez que en la última expresión se introduzca el valor de ΔP de la fórmula (275) y se realicen ciertas transformaciones obtendremos

$$P_{pr.mín} = (1 - \chi)\ P'_z.$$

El valor real de la fuerza de apriete que asegure una hermetización fiable en la junta debe ser mayor que el valor mínimo, es decir, en el instante de la combustión $P_{pr} > P_{pr.mín}$. La fuerza de ajuste preliminar del espárrago se elige con cierta reserva para el régimen correspondiente a la máxima presión de combustión:

$$P_{pr.mín} = m\ (1 - \chi)\ P'_z,$$

donde m es el coeficiente de ajuste del espárrago.

En los motores de vehículos intensificados $m = 2,5—3$, en los motores que poseen relativamente elevada rigidez del bloque y la culata $m = 1,5—2,0$.

La elevada fuerza de apriete preliminar de los espárragos se explica por la posibilidad de su reducción durante la explotación, debido a que las superficies de apoyo de las piezas apretadas se chafan; a la fluencia de las empaquetaduras flexibles; a la aparición de deformaciones residuales en los espárragos cuando hay sobrecargas.

La mayor descarga de la junta se producirá en las estructuras rígidas, siendo pequeños valores de los coeficientes χ. La fuerza mínima del apriete preliminar del espárrago puede adoptarse entonces igual a P'_r. En este caso, cuando la carga dinámica influye poco sobre el factor de seguridad del espárrago, el coeficiente de ajuste se elige cercano al límite inferior.

Al elegir un elevado coeficiente de ajuste m para un monobloque de hierro fundido rígido y una culata de aleación de aluminio, las tensiones en el espárrago aumentan excesivamente.

La práctica de cálculos nos muestra que los valores absolutos de las cargas dinámicas de los espárragos en los conjuntos soportantes con monobloques rígidos resultan pequeños (dentro de los límites de 1—2% de la fuerza P_g). Cuando la rigidez es baja las cargas dinámicas alcanzan 5—6% y pueden influir visiblemente sobre el factor de seguridad.

Conociendo la fuerza $P_{g.máx}$ y la fuerza mínima $P_{pr} + P_1$ se calcula la amplitud, así como las tensiones media y máxima del ciclo.

En función de la zona del diagrama de fatiga a la cual corresponde el régimen de trabajo del espárrago (véase la fig. 237), su factor de

32. Valores de los coeficientes efectivos de concentración de las tensiones y de las amplitudes máximas de las mismas

Parámetros	Acero al carbono	Acero aleado
Coeficientes de concentración de tensiones	3,0 ... 4,5	4,0 ... 5,5
Amplitudes máximas de las tensiones en las uniones roscadas, en MN/m²	±35 ... 90	±50 ... 110

seguridad se determina mediante la fórmula (267) ó (269) en dos secciones: una correspondiente al área mínima y la segunda al diámetro interior de la rosca, donde la concentración de tensiones es considerable. Los coeficientes efectivos de concentración de tensiones y las amplitudes máximas tolerables para la rosca se exponen en la tabla 32.

Las tensiones en la sección mínima de los espárragos alcanzan los siguientes valores:

a) para el apriete preliminar en los motores con juntas que se descargan, $\sigma_{pr} = 200—400$ MN/m²;

b) debidas a la carga térmica $\sigma_t = 150—200$ MN/m²;

c) la máxima tensión $\sigma_{máx} = 350—550$ MN/m².

Para los ciclos de tensiones que se encuentran en la zona I del diagrama, los factores de seguridad de los espárragos es $n_\sigma = 2,5—4,0$, mientras que para los ciclos de tensiones que se encuentran en la zona II, $n_{t\sigma} = 1,3—2,0$.

§ 4. Materiales para bloques, camisas y espárragos

Los monobloques de los motores para automóviles se fabrican de fundición gris tipos CH 24-44, CH 40-60, CH 15-32 y CH 32-52.

Los cilindros que se han hecho de fundición gris de los tipos indicados, formando una pieza íntegra con el bloque, poseen insuficiente resistencia al desgaste. Al agregarles aditivos de aleación (níquel, cromo y cobre) modificando la estructura del hierro colado, la resistencia al desgaste no aumenta visiblemente. Uno de los métodos para elevar la resistencia al desgaste de las camisas de los cilindros consiste en emplear camisas secas anticorrosivas, fabricadas de fundición gris de alta aleación resistente a los ácidos y con estructura austenítica, que tiene la siguiente composición química: 2,6—3,0% de C; 1,4% de Si; 0,8—1,3% de Mn; 1,8—2% de Cr; 16—17% de Ni y 5—7% de Cu.

En caso de aplicar una purificación eficaz del aire, no es obligatorio el encaje a presión de las piezas cortas de fundición altamente aleada, ya que el desgaste de las camisas húmedas sin emplear dichas piezas disminuye hasta 4 veces.

Las camisas húmedas se fabrican de fundición aleada. La dureza de la camisa después de un tratamiento térmico deberá ser HB 363—444.

Para la fabricación de bloques, cárteres y culatas con pequeña masa se utilizan las siguientes aleaciones de aluminio:

para los bloques—aleaciones de buenas propiedades de colado;

para las culatas fundidas—aleación AJ15, que posee elevados índices mecánicos a altas temperaturas;

para las culatas de los motores refrigerados por aire—aleaciones AJ5 y AK4 (culatas forjadas).

El material de los espárragos para los bloques debe tener el más elevado límite de elasticidad posible, puesto que de esta manera disminuyen las deformaciones residuales. Cuando se colocan espárragos de acero con elevado límite de elasticidad disminuye la posibilidad de un debilitamiento del empalme o junta, por efecto de la reducción de la fuerza de apriete. Los espárragos de los motores se fabrican de acero 40X y de acero al carbono.

CAPITULO XXI

Grupo del émbolo

§ 1. Estructuras de émbolos

Durante el funcionamiento del motor sobre el émbolo o pistón actúan fuerzas axiales de presión de los gases y de inercia, variables en magnitud y en dirección, así como fuerzas laterales que aprietan el pistón contra la pared del cilindro. Como resultado del calentamiento irregular del pistón, tanto en dirección radial como axial, aparecen tensiones térmicas internas adicionales. Además, ciertas zonas del pistón se someten a cargas de fuerzas locales: los tabiques entre los segmentos —por las fuerzas de presión de los gases, éstas se transmiten a través de los planos frontales de los segmentos de compresión, al aparecer una diferencia de presiones sobre el segmento y debajo de él, así como por las fuerzas de inercia de las masas de los propios segmentos; los bordes frontales superior e inferior se cargan por las fuerzas de los golpes que surgen como resultado de la variación de movimiento del pistón en el P.M.S. En los émbolos bimetálicos, con nervios de aluminio fundidos sobre las láminas de acero, la parte directriz se recarga adicionalmente por las fuerzas de elasticidad de estas láminas.

Debido a la compleja forma del pistón y a la inevitablemente irregular distribución del metal su rigidez es desigual en las diferentes direcciones radiales. Por esta razón el diseño y cálculo del pistón representa una tarea compleja, ya que se desconocen las temperaturas exactas y sus gradientes entre los diversos puntos del émbolo.

En la fig. 254 se muestra la distribución de temperaturas en los émbolos de los motores Diesel y de carburador refrigerados por líquido. El fondo o cabeza del émbolo es la parte más sobrecargada térmicamente. Al aumentar el diámetro del cilindro la temperatura de la cabeza se incrementa, ya que crece el camino de transmisión del calor hacia las paredes del cilindro, así como la relación entre la superficie del fondo que es la que extrae el calor y la superficie a través de la cual el mismo se transmite a las paredes del cilindro.

La cantidad de calor que percibe el fondo del émbolo se transmite por los segmentos y por la parte directriz (falda) a las paredes de la camisa refrigerada, a los fluidos circulantes, al aceite proveniente del interior del cárter, así como al medio exterior por radiación. En los motores rápidos, el 50—60% del calor se transmite a través de los segmentos de compresión.

La estructura del pistón (fig. 255) y sus dimensiones quedan definidas por las cargas térmicas y mecánicas, por la forma y disposición de la cámara de combustión, por el número de segmentos, por la presencia de nervios de reforzamiento, por el grosor de la cabeza del pistón, por el diámetro del bulón, por la posición del primer segmento en cuanto a la cámara de combustión, etc. Al diseñar el pistón se utilizan los parámetros estadísticos constructivos, referidos al diámetro D del cilindro o a la altura H del pistón (fig. 255 ó tabla 33).

33. Dimensiones estructurales relativas de los émbolos

Dimensiones relativas	Motores de carburador	Motores Diesel	
		3000 rpm	4200 rpm
Altura H/D	0,90—1,30 (1,15)	1,16—1,54 (1,31)	1,16—1,22
Altura de la zona de fuego h/D	0,08—0,09 (0,07)	0,14—0,20 (0,17)	0,104—0,13
Grosor del fondo δ_f/D de los pistones: fundidos	0,07—0,08	0,15—0,20	0,13—0,18
estampados	0,05—0,07	0,12—0,15	
Altura del primer tabique δ_1/D	0,03—0,05	0,04—0,06 (0,058)	0,04—0,05
Distancia desde el borde inferior del pistón hasta el eje del bulón H_1/H	0,41—0,61 (0,53)	0,38—0,50 (0,44)	0,53
Altura de la parte directriz H_2/H	0,68—0,74 (0,72)	0,62—0,70 (0,66)	0,58
Diámetro exterior del bulón d_e/D	0,24—0,28 (0,26)	0,34—0,38 (0,36)	0,30—0,32
Distancia entre los tetones b_2/D para los bulones flotantes	(0,40)	(0,40)	0,32—0,34
Masa estructural, en kg/m²	250—300	260—300	160—190

Nota: Los valores encerrados entre paréntesis son las dimensiones intermedias.

En las figs. 256 y 257 vienen representadas las estructuras típicas de émbolos que se emplean en los motores Diesel y de carburador.

La altura del pistón depende del número de segmentos de compresión y lubricación (rascadores), de la altura del fondo o cinturón de fuego h y del diámetro del bulón.

La altura relativa del pistón H/D en los motores Diesel es considerablemente más grande que en los motores de carburador (véase tabla 33), debido a un mayor número de segmentos de compresión y rascadores, a un alto cinturón de fuego h, a tabiques más anchos entre los segmentos y larga falda. Si los pistones son cortos, en el instante en que varía la dirección de las fuerzas laterales en el P.M.S.,

para pequeñas relaciones H/D se observa el ladeamiento de los émbolos que va acompañado de golpeteos y de elevado desgaste.

La caída de temperaturas mostrada en la fig. 254 es una función de la altura del cinturón de fuego y testimonia la intensa transmisión de calor. Los índices energéticos máximos tolerables para el motor dependen de la temperatura en este cinturón y en el primer segmento de compresión. La temperatura en la zona de dicho segmento no debe sobrepasar 200 °C al utilizar lubricantes corrientes. En caso de emplear

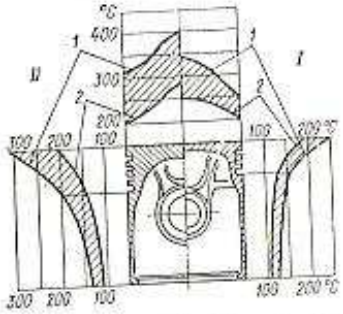


Fig. 254. Distribución de las temperaturas en los pistones:
I — de un motor de carburador; *II* — de un motor Diesel refrigerado por agua; *1* — émbolo de fundición gris; *2* — émbolo de aleación de aluminio

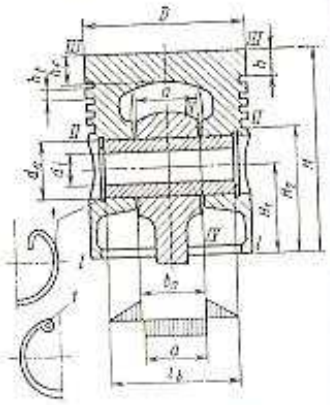


Fig. 255. Pistón con bulón flotante y diagrama de carga del bulón:
1 — anillo de fijación del bulón

aditivos se tolera un incremento de la temperatura hasta 230 °C. El aumento de la temperatura por encima de los niveles mencionados da origen a la formación de carbonilla sobre la superficie del fondo y en las ranuras, al atascamiento de los segmentos, al desgaste de las ranuras, a la destrucción y la aparición de quemaduras en los tabiques entre los segmentos.

La temperatura en la zona donde se encuentran los segmentos de compresión de los pistones en los motores Diesel puede reducirse tomando las siguientes medidas:

1) alejando la ranura para el primer segmento desde la cara del pistón, es decir, incrementando la altura del cinturón de fuego hasta $h = 0{,}2D$;

2) disminuyendo las holguras entre el cinturón de fuego y la camisa, o sea, reduciendo la sección de paso para los gases hacia el primer segmento. Para evitar el agarrotamiento del pistón, siendo pequeñas las holguras, en el cinturón de fuego y en uno o dos tabiques entre los segmentos (fig. 256, *a*) se tornean laberintos;

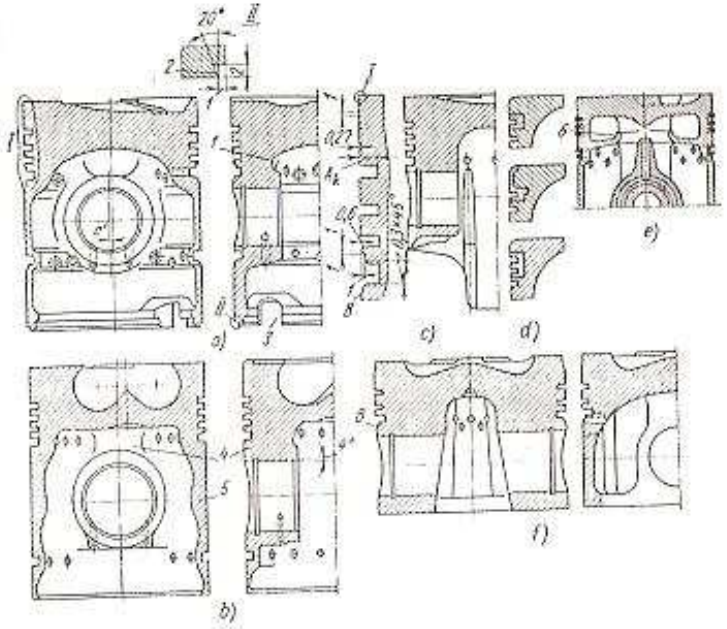


Fig. 256. Pistones de motores Diesel:
a ... *c* y *f* — monometálicos; *d* — reforzados con anillos de acero; *e* — refrigerados con aceite

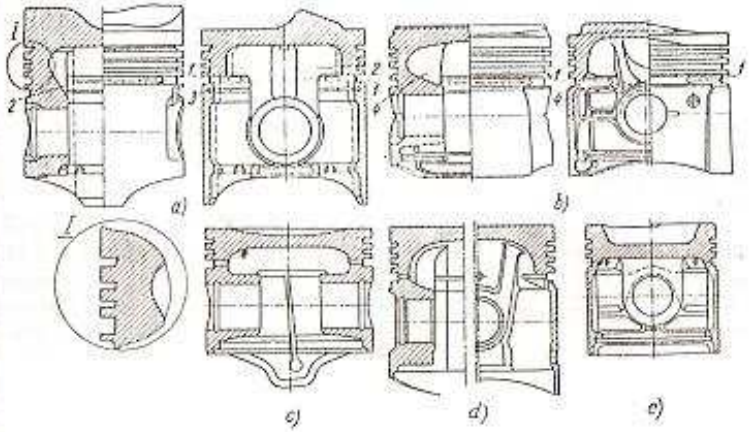


Fig. 257. Pistones de motores de carburador:
a — bimetálico; *b* — bimetálico con ranuras transversales y falda entera; *c* y *d* — monometálicos con ranura en T; *e* — con cámara simétrica en el pistón

3) aumentando el grosor de las zonas de transición desde la cabeza hacia los tetones y hasta la parte directriz (fig. 256, *a—c*, *f*) para extraer mejor el calor desde el fondo caliente y para distribuir más uniformemente el calor por todo el volumen del metal;

4) insertando cinturones de acero (proceso alfín) con ranuras para uno o dos segmentos de compresión (fig. 256, *d*). La superficie de unión de los cinturones de acero con la aleación de aluminio constituye una «válvula térmica» o impide el suministro de calor hacia los segmentos.

La altura relativa de la zona de fuego en los pistones de los motores de carburador es considerablemente menor (véanse la tabla 33 y la fig. 257) que la de los motores Diesel. A pesar de tener menor altura h (hasta $0{,}06D$) y mayor temperatura media de los gases por ciclo, en los motores de carburador la temperatura del cinturón de fuego y de los segmentos es menor que en los motores Diesel, lo que se define por el carácter del proceso de combustión de la mezcla aire-combustible y por ser menores las presiones de los gases durante la combustión. A veces en los pistones de los motores de carburador la parte de hermetización se separa de la falda por dos cortes *1*, dispuestos simétricamente (fig. 257), que impiden la transmisión de calor de la cabeza a la parte directriz. Ambas partes del pistón están unidas entre sí solamente en la zona de los tetones. En este caso el calor se transmite desde el fondo a las paredes del cilindro fundamentalmente a través de los segmentos de compresión. La reducción de la cantidad de calor que se suministra a la parte directriz permite disminuir las holguras entre ésta y la camisa, pero la temperatura de la cabeza se incrementa. Al haber cortes transversales decrece la rigidez del pistón. En caso de elevadas presiones de combustión, como por ejemplo en los motores Diesel, no se utilizan pistones con cortes.

El grosor del fondo del émbolo se elige a partir de la magnitud de las presiones máximas de combustión así como considerando la necesaria rigidez del pistón y la intensa transmisión de calor. La transición desde la cabeza al cinturón de fuego y a los tetones debe ser masiva (véanse las figs. 256 y 257, *a* y *b*), especialmente en los pistones de los motores Diesel.

La cabeza del pistón, en la zona de los tetones, se refuerza por sólidas protuberancias (véase la posición *4* en la fig. 256, *a* y *b* y la posición *2* en la fig. 257, *a*) o por nervios divergentes (véase la posición *1* en la fig. 256, *a* y la posición *4* en la fig. 257, *b*) que no sobrepasan la longitud de los tetones. Las protuberancias o los nervios aumentan la rigidez del pistón y dificultan su ovalización cuando las fuerzas normales alcanzan sus máximos valores. El fondo del pistón en la parte interior en el sector central ordinariamente se hace liso sin nervios de reforzamiento (véanse la fig. 256, *a*, *b*, *f* y la fig. 257, *a—c*). El calor se extrae desde la superficie interior por el aire y el aceite. La existencia de nervios, como ha mostrado la práctica, no mejora la termodisipación desde el fondo. Además, estos nervios por lo general reducen la resistencia a la fatiga del pistón, debido a la aparición de concentraciones de tensiones entre ellos (fig. 258, *a*).

Los tabiques entre los segmentos de compresión están solicitados a las fuerzas de presión de los gases, a las de inercia de las masas de los segmentos y a las de fricción. El tabique entre el primer y segundo segmento, por lo general, se hace más alto; en los motores

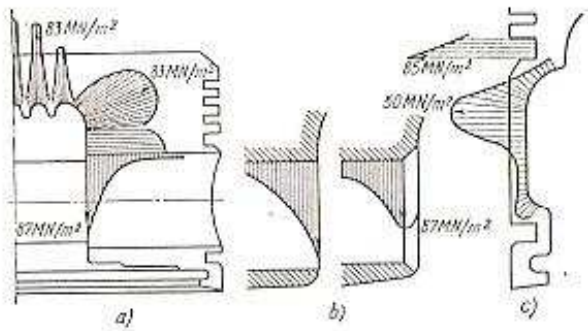


Fig. 258. Concentraciones de tensiones.
a — entre los nervios y en la zona del orificio para el bulón; *b* — en los bordes externos del agujero del bulón; *c* — a lo largo de la altura del pistón

Diesel la altura de aquél alcanza $0{,}065D$, mientras que en los motores de carburador es de $0{,}05D$. A medida que se alejan del fondo, la altura de los tabiques h_t por lo común se reduce.

Para aumentar la resistencia mecánica de los tabiques, conservando invariables sus alturas, hay que reducir su anchura y aumentar el radio de conjugación de los planos frontales con las paredes laterales de las ranuras. En los pistones de los motores Diesel contemporáneos la relación entre el diámetro del émbolo y el ancho del tabique (véase la fig. 256, *a*) es $D/A_k = 19—24$, en término medio constituye aproximadamente 21,5.

En las ranuras para los segmentos rascadores se taladran 6—12 orificios para que el aceite pase al interior del pistón (véase la fig. 256, *b*). En algunos pistones se taladran dos filas de orificios (véase la fig. 256, *a*): una en la misma ranura y la otra inmediatamente debajo de ella para evacuar el aceite que retira el borde inferior del segmento y que se reúne en la superficie cilíndrica o cónica B (véase la fig. 256, *a* y *f*), ubicada directamente debajo del mismo. El diámetro de los orificios para retirar el aceite es aproximadamente igual a la altura de la ranura para el segmento rascador. Cuando se instalan segmentos rascadores con rebajos, los orificios de drenaje se sitúan generalmente en el cordón que se encuentra debajo del segmento (véase la fig. 256, *f*).

La parte directriz de altura H_3 percibe las cargas normales (laterales) y asegura la posición coaxial del pistón con respecto al cilindro.

La altura relativa de la parte directriz H_2/H en los motores Diesel es menor (0,66 como promedio) que en los motores de carburador (0,72 como promedio), lo que se explica por el hecho de que los motores Diesel tienen mayor número de aros de compresión y una zona de fuego más amplia.

Los pistones de los motores Diesel tienen el borde inferior a veces en forma de un raspador *2* (véase la fig. 256, *a*) para retirar el aceite de las paredes de la camisa. En los motores supercuadrados, en la zona inferior de la parte directriz, se hacen unos cortes *3* para que puedan pasar los contrapesos del cigüeñal.

La posición del eje del bulón se elige partiendo de la condición de obtener una distribución uniforme de la carga originada por la fuerza normal a lo largo de la altura del pistón. La altura relativa del eje del bulón en los motores Diesel en promedio es $H_1/H = 0{,}44$, mientras que en los motores de carburador es $H_1/H \approx 0{,}52$.

Cuando el eje del bulón está colocado incorrectamente tiene lugar la desalineación del émbolo en el P.M.S., lo que suscita el incremento del consumo de aceite, el aumento del ruido durante el funcionamiento y una erosión cavitacional de las superficies externas de las camisas, debido a las vibraciones de alta frecuencia de sus paredes. Para proteger contra estos fenómenos es necesario disminuir en lo posible las holguras entre la camisa y la parte directriz del pistón.

La oblicuidad del pistón se elimina desplazando el eje del orificio para el bulón con respecto al eje longitudinal del pistón en dirección a su superficie lateral más sobrecargada (véanse las figs. 256, *a* y 257, *b* y *d*). En este caso en la zona del P.M.S. se asegurará un suave desplazamiento del pistón entre los límites de la holgura. La magnitud relativa del desplazamiento del eje en los pistones de los motores Diesel y de carburador $e'/D = 0{,}014—0{,}025$.

Considerables concentraciones de tensiones aparecen en los bordes externos e internos de los orificios para el bulón (durante su flexión), las cuales pueden suscitar la destrucción por fatiga. Para disminuir estas concentraciones de tensiones los bordes exteriores se hacen con cortes cónicos, con redondeamientos y biseles (fig. 258, *b*). Al redondear los bordes exteriores, las concentraciones de tensiones disminuyen en el 40%. En los bordes interiores de los orificios para el bulón también frecuentemente se hacen biseles (véase la fig. 256, *a* y *b*), sin embargo con esto se complica el maquinado del émbolo.

Las dimensiones estructurales de los pistones de pequeña masa, utilizados en los motores Diesel rápidos, se distinguen de las dimensiones que tienen los pistones de los motores Diesel para camiones (véase la fig. 256, *f*).

La parte del pistón que se encuentra encima del orificio para el bulón se hace maciza. Para igualar la presión y mejorar las condiciones de lubricación durante las carreras de expansión y admisión, las superficies de apoyo superior e inferior del bulón en los tetones tienen longitudes desiguales (véase la fig. 256, *f*).

Los pistones de los motores de carburador y Diesel se fabrican de aleaciones especiales de aluminio, cuyos coeficientes de dilatación lineal oscilan en función de su composición química, entre los límites $(16—21)\cdot10^{-6}$ 1/°C, mientras que este coeficiente en las camisas

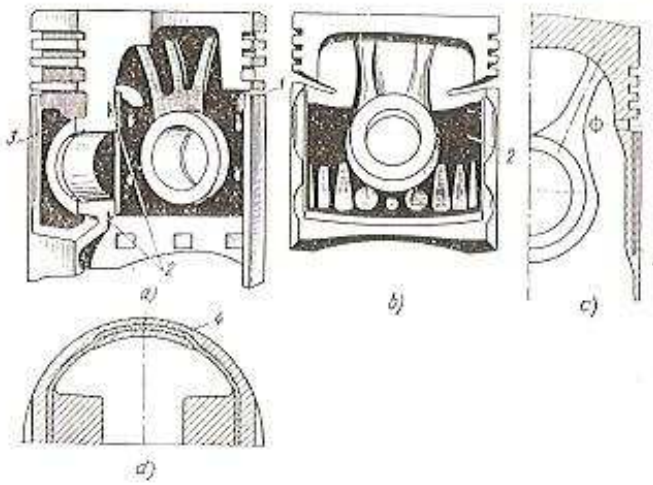


Fig. 259. Pistones de motores de carburador con faldas termorreguladas:
a — bimetálica con ranuras transversales y ventanas en las zonas de los tetones, cubiertas con láminas de acero insertadas durante la colada; b — bimetálico con ranuras transversales y con láminas perforadas insertadas durante la colada; c y d — con armaduras cilíndricas

de acero o de fundición gris constituye $(11—12)\cdot10^{-6}$ 1/°C. La magnitud de la holgura entre el pistón y la camisa depende de la diferencia de los coeficientes de dilatación lineal de sus materiales, así como de la diferencia de sus temperaturas.

La magnitud de la holgura entre el pistón y la camisa influye sobre el consumo de aceite, el nivel y espectro de los ruidos, la fuga de gases al cárter, el desgaste de las superficies (de la camisa, pistón, segmentos) y la extracción de calor desde el émbolo.

Las deformaciones térmicas del pistón en direcciones radiales se suman a las deformaciones originadas por la ovalización del pistón, al cargarlo con las fuerzas laterales. Como consecuencia de esto la sección transversal del pistón se hace ovalada de tal forma que el eje mayor del óvalo coincida con la dirección en que actúa la fuerza lateral y el eje menor con el eje longitudinal del bulón. El pistón se estrecha a lo largo en dirección de la cabeza y tiene secciones transversales ovaladas.

Para aumentar la durabilidad del grupo del émbolo la holgura entre la parte portante del émbolo y la camisa en un motor ya caliente, debe ser el mínimo posible e igual en toda la altura del pistón.

La desigual rigidez del cinturón de fuego del émbolo en las diversas direcciones radiales, en combinación con el campo irregular de temperaturas por la circunferencia y altura del pistón puede ser utilizada para su termorregulación con el objeto de establecer las holguras mínimas necesarias entre el pistón y la camisa durante el régimen de trabajo.

Actualmente se utilizan en los motores de carburador pistones de aleaciones de aluminio de los siguientes tipos:

1) monometálicos con cortes transversales *1* (véase la fig. 257, *b* y *c*) entre las partes de hermetización y directriz;

2) bimetálicos con cortes transversales *1* (fig. 259, *a*) y hendiduras *3* en la zona de los tetones, cubiertas con las láminas *2* de acero;

3) bimetálicos termorregulables con cortes transversales, pero con la parte directriz rígida y sin corte (véanse la fig. 257, *a* y la fig. 259, *b*);

4) bimetálicos termorregulables sin cortes transversales ni longitudinales con armazones especiales *5* y *4* (fig. 259, *c* y *d*);

5) monometálicos sin cortes (fig. 257, *e*).

Los pistones de aleaciones de aluminio con uno o dos cortes transversales simétricos (véase la fig. 257, *c* y *d*) se instalan en frío con pequeñas holguras a todo lo largo de la parte directriz, ya que la dilatación al calentarlos se compensa con la disminución del ancho de los cortes longitudinales. A continuación se exponen las holguras (en %) en estos émbolos cuando el motor está frío, referidas al diámetro del cilindro (las designaciones véanse en la fig. 255):

Secciones:	
I—I	0,020—0,025
II—II	0,022—0,027
III—III (zona de fuego)	0,700—0,900

A medida que se incrementan las cargas térmicas y mecánicas sobre el pistón es indispensable aumentar su resistencia, rigidez y utilizar la regulación térmica automática. Para efectuar la termorregulación, en la parte directriz con cortes transversales y sin ellos en la zona de los tetones se insertan durante la colada láminas transversales de acero *3* (fig. 257, *a*), con ayuda de las cuales en la pieza fundida se generan tensiones residuales. Al calentar los pistones de aleación de aluminio, las láminas de acero (que poseen menores coeficientes de dilatación lineal) impiden la dilatación térmica de la parte directriz en la línea de aplicación de la fuerza normal (lateral).

En los pistones autotérmicos la dilatación debe evaluarse por un coeficiente común de dilatación lineal, que depende no solamente de dicho parámetro en el material del pistón, sino también de las tensiones residuales y de la rigidez de las láminas de acero coladas.

El coeficiente común de dilatación lineal del pistón bimetálico en la dirección que actúa la fuerza lateral constituye $(9—13)\cdot 10^{-6}$ 1/°C, es decir, resulta aproximadamente 1,3—1,9 veces menor que el de la aleación de aluminio. En semejantes estructuras la parte directriz se hace sin cortes longitudinales. La superficie de contacto del pistón con la camisa se incrementa, lo que permite reducir las holguras de montaje entre ellas, ya que estas piezas se modifican insignificantemente durante el calentamiento. Cuando la parte directriz no tiene cortes se eleva la precisión en la fabricación del pistón, inclusive para perfiles relativamente complicados.

Los pistones bimetálicos autotérmicos con cortes transversalesse fabrican de dos tipos: 1) los tetones para el bulón están unidos con la cabeza y la zona inferior de la parte directriz por gruesos nervios, mientras que las láminas de acero longitudinales *2* recubren las ventanillas que hay entre ellos (fig. 259, *c*); 2) la parte directriz es sólida y las láminas de acero están completamente fundidas. En este último caso puede obtenerse un mayor efecto de termorregulación, ya que la lámina está enlazada con una mayor masa metálica del pistón (fig. 259, *d*).

El máximo efecto de termorregulación se consigue colocando en la zona de tetones anchas láminas perforadas (fig. 259, *b*). Las mediciones de las deformaciones térmicas a lo largo del pistón han mostrado que el número, área y la forma de los orificios en las láminas influyen considerablemente sobre la forma de la parte directriz.

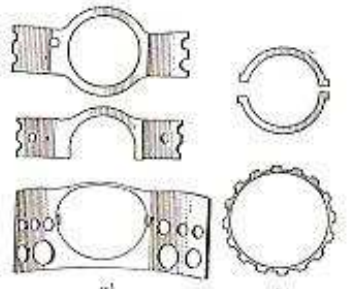


Fig. 260. Láminas de acero para la regulación de la dilatación térmica: *a* — longitudinales, dispuestas a lo largo de la altura; *b* — transversales anulares

La termorregulación se consigue no sólo colando dos láminas transversales separadas en la zona donde se encuentran los tetones (fig. 260, *a*), sino también insertando durante la colada anillos de acero, cuya sección transversal es rectangular (fig. 260, *b*), directamente encima de los tetones. Se utilizan anillos enteros, partidos, dentados (para aumentar la superficie de contacto y mejorar su fijación), así como también semianillos.

Cuando las cargas mecánicas y térmicas en los motores a gasolina son elevadas se utilizan pistones autotérmicos sin cortes, con cintas de acero insertadas (fig. 259, *d*), durante la colada, encima de la parte directriz. La relación $H/D \approx 0{,}94$ en estos pistones es pequeña. En las zonas donde se aplican las fuerzas normales, en el plano de movimiento de la biela, la cinta *4* tiene un saliente elástico. Esta cinta está totalmente sumergida en las zonas de los tetones del pistón y de las protuberancias. La ausencia de cortes transversales entre las partes de hermetización y directriz permite elevar la rigidez estructural y la termodisipación desde el fondo del pistón.

Las investigaciones han mostrado que durante el calentamiento los anillos de acero impiden las deformaciones térmicas radiales no

sólo en el plano de su disposición, sino también a todo lo largo de la parte directriz o falda.

La magnitud de las deformaciones térmicas se regula seleccionando el grosor de la pared de la falda y de las láminas de acero. La relación entre el grosor de la pared y el espesor de la lámina es generalmente 2 : 1 (la pared tiene un grosor de 2—3 mm, las láminas 1—1,5 mm). En algunos émbolos las láminas de acero durante la

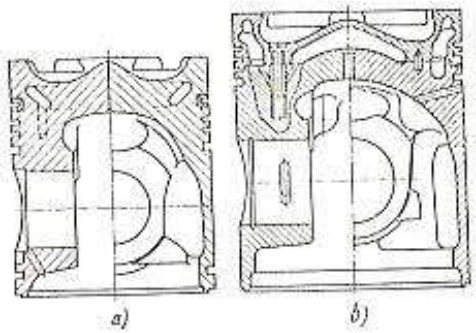


Fig. 261. Pistones con refrigeración forzada:
a — de aleación de aluminio con cavidad para la refrigeración; b — compuesto bimetálico

fundición no se cubren del todo (véase la fig. 250, *a*, *b* y *d*), debido a la dificultad de su fijación durante la colada. La regulación de la forma y la selección de las dimensiones del pistón se realiza, siendo variable el grosor del material fundamental.

En los motores de carburador con refrigeración por líquido, al instalar los pistones termorregulables, las holguras relativas de los diámetros (estando el motor frío) tienen los siguientes valores en % (véase la fig. 255):

Sección	
I—I	0,03—0,05
II—II	0,04—0,06
Borde de la cabeza	0,50—0,70

En los motores Diesel se utilizan pistones mono y bimetálicos sin corte, introduciendo por colada en estos últimos láminas anulares con sección transversal rectangular.

En los motores Diesel con una potencia específica por embolada de $(22—30)\cdot10^{-3}$ kW/m² (éste es el criterio principal de la termointensidad de los pistones), puede surgir la necesidad de utilizar la refrigeración forzada, inyectando aceite a la superficie interior de la cabeza u organizando la circulación del mismo. En este caso el aceite se suministra directamente desde el cigüeñal por un canal en la caña de la biela hacia un pulverizador que tiene el orificio calibra-

do situado en el pie de la biela, o se pulveriza con ayuda de inyectores inmóviles, fijados en la parte inferior de la camisa. Para aumentar el efecto refrigerante en los pistones colados se hacen trampas (véase la fig. 256, *e*), en las cuales el aceite se agita. En caso de circulación organizada, el aceite se suministra a través de la biela y del bulón hacia la cabeza del pistón, el cual en este caso se fabrica con laberintos hechos por fundición o se hace compuesto (fig. 261, *a* y *b*).

Al inyectar el aceite, la temperatura del fondo del pistón disminuye en 15—20 °C y en 25—30 °C en las estructuras con borboteo del aceite.

En los pistones colados en una sola pieza con refrigeración por convección forzada, el aceite se suministra hacia el fondo por una cavidad anular (fig. 261, *a*). Las barras de sale de los canales y cavidades de los pistones se fabrican de sales que se disuelven en agua y después de la colada se lavan.

Los pistones de elevada tensión térmica compuestos con su parte directriz de aleación de aluminio y la cabeza de fundición gris están unidos con tornillos (fig. 261, *b*) o tienen la cabeza con rosca. La masa de los pistones compuestos es un 30% mayor que los monometálicos de aleación de aluminio. La refrigeración del pistón por circulación forzada del aceite a través de la biela y el bulón requiere un consumo de aceite que constituye 1,5—3 l/(W·h). Cuando la refrigeración es por inyección, el consumo de aceite aumenta hasta 5—6 l/(W·h).

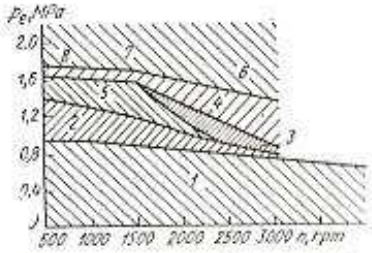


Fig. 262. Diagrama del campo de aplicación de los motores Diesel de diversas estructuras en función de la velocidad de rotación y de la presión media efectiva:
1 — pistones colados de aleación de aluminio; 2 — pistones fundidos de aleación de aluminio con salpicadura de aceite; 3 — pistones estampados de aleación de aluminio con salpicadura de aceite; 4 — pistones estampados de aleación de aluminio con canales para la refrigeración; 5 — pistones fundidos de aleación de aluminio con canales para la refrigeración; 6 — pistón compuesto con la falda de aleación de aluminio obtenida por estampado; 7 — pistón compuesto con falda de aleación de aluminio obtenida por fundición; 8 — pistón de fundición gris

Para aumentar la transferencia de calor las cavidades en el pistón se llenan sólo hasta 1/3 de su volumen y el aceite se agita. La velocidad de suministro del aceite debe ser no menor de 5 m/s, lo que corresponde a un flujo turbulento y a un elevado coeficiente de termoemisión desde el metal hacia el aceite. La temperatura en la zona del primer segmento de compresión, cuando la refrigeración es por circulación forzada del aceite, disminuye en 80—100 °C.

En la fig. 262 se representa el diagrama de los campos de aplicación de los pistones de diversas estructuras en función de la velocidad de rotación para diferentes presiones medias efectivas.

La temperatura del pistón de un motor a gasolina se incrementa

1) en 6—8 °C por cada 10 °C de temperatura del líquido refrigerante;

2) en 1—3 °C por cada 10 °C de temperatura del aceite lubricante;

3) en 1—2 °C por cada 10 °C de temperatura del aire aspirado;

4) en 2—4 °C por cada 100 rpm de frecuencia de rotación, manteniendo constante la presión media efectiva;

5) en 10—11 °C por cada Pa de presión media efectiva, manteniendo constante la frecuencia de rotación.

El cambio irregular de la temperatura tanto a lo largo como en sentido radial del pistón ha originado la necesidad de variar el perfil en sus diferentes secciones transversales.

Al calentar el pistón, su forma final deberá corresponder a la forma de la camisa y las holguras entre el émbolo y la camisa deben ser mínimas en todos los puntos. De esta manera se asegurará la conservación de la película de aceite, la reducción de la temperatura de los tabiques entre los anillos y en estos últimos, la disminución de la fuga de gases del cilindro y la elevación de la efectividad de funcionamiento de los segmentos de lubricación.

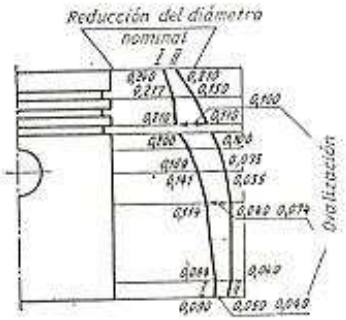


Fig. 263. Perfil de un pistón frío a lo largo de su altura:
I — I — en el plano del bulón; *II — II* — en el plano perpendicular al eje del bulón (en el plano donde actúan las fuerzas laterales)

Los pistones pueden tener a lo largo diferentes perfiles: cónicos, escalonados, esféricos, en forma de tonel o siguiendo la copia de una curva. A lo largo del pistón varía también la ovalización de las secciones transversales (véanse las curvas *I—I* y *II—II* para el pistón monometálico de aleación de aluminio mostrado en la fig. 263). La máxima ovalización la tienen las secciones en las zonas del orificio para el bulón o inmediatamente encima del mismo.

Gran difusión han alcanzado los pistones en forma de tonel. El empleo de estos pistones permite aumentar dos veces su superficie de contacto con la camisa, disminuir la tensión térmica en 20%, reducir el ruido durante el funcionamiento y el consumo de aceite. Una vez caliente el pistón su holgura no supera los 0,02—0,04 mm (siendo $D \approx 100$ mm).

El perfil del pistón y la ovalización de sus secciones se eligen empíricamente para cada nueva estructura, ya que la magnitud de las holguras depende simultáneamente de las deformaciones iniciales de la camisa que aparecen durante el montaje del motor y de su ulterior dilatación térmica.

La superficie portante del pistón se comprueba a una presión convencional, la cual se calcula recurriendo a la fórmula

$$q_p = \frac{N}{DH_2}.$$

La fuerza lateral máxima de presión del pistón sobre la pared de la camisa N en función de la relación del radio de la manivela con respecto al largo de la biela y de la correlación entre las fuerzas de presión de los gases y de inercia constituye el 10—20% de la fuerza máxima que actúa a lo largo del eje del cilindro $P_{z\ máx} + P_i$.

En los motores actuales la presión convencional oscila entre amplios límites: $q_p = 0{,}6—1{,}0$ MPa. Su magnitud no influye significativamente en el desgaste del grupo cilindro-pistón.

§ 2. Estructuras de los segmentos de émbolo

La forma, las dimensiones constructivas y los métodos para elevar la durabilidad de los segmentos o aros de pistón se eligen tomando en consideración las funciones que deberán cumplir, a saber: asegurar la estanqueidad del espacio sobre el émbolo, transmitir el calor desde este último hacia las paredes de la camisa y retirar el exceso de aceite de dichas paredes.

Los segmentos de pistón se refieren al tipo de sellados laberínticos con elementos flexibles movibles. En semejantes empaquetaduras debe considerarse la inevitable fuga de gases, cuya magnitud para el grupo del pistón está comprendida entre relativamente pequeños límites (0,5—1%). Cuando la fuga de gases aumenta, la potencia del motor decrece por efecto de la parcial reducción de la cantidad de mezcla de trabajo; la temperatura se eleva y, consiguientemente, los anillos pierden su elasticidad; en las ranuras se sedimenta la carbonilla, lo que origina el agarrotamiento de los anillos, se acelera el envejecimiento y el ensuciamiento del aceite.

Al deformarse las camisas, la estanqueidad que proporcionan los segmentos resulta menos efectiva. Se ha establecido que la forma de los extremos de los aros y la magnitud de la holgura prácticamente no influyen en la fuga de los gases, debido a sus pequeñas secciones de paso.

En la fig. 264, *a* se muestran esquemáticamente las fuerzas y presiones que actúan sobre el segmento. Los gases procedentes del espacio situado encima del pistón penetran a través de las holguras a la parte detrás de los anillos y los aprietan contra la camisa. Durante el funcionamiento el aro puede entrar en contacto con la camisa no por toda su superficie, sino solamente con el borde superior o inferior (fig. 264, *b*). El fenómeno de torcimiento del segmento con respecto a la superficie de la camisa se confirma por la forma de desgaste de las ranuras, pues durante la explotación se ensanchan en dirección a la base.

El torcimiento del segmento en la ranura cuando el pistón pasa por el P.M.S. puede originarse a regímenes elevados de velocidades por el momento de las fuerzas de inercia P_{fi} y de fricción P_{ff}. La fuga de los gases a través de las ranuras en dirección de la parte directriz del pistón va acompañada del estrangulamiento en las holguras y de una rápida disminución de la presión detrás de los segmentos a medida que se alejan del fondo. Por vía experimental se ha establecido que la presión de los gases en la primera ranura

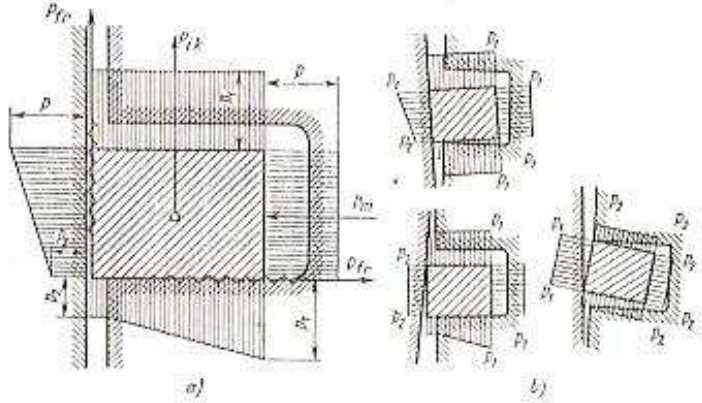


Fig. 264. Fuerzas de actúan sobre el segmento del émbolo y posibles posiciones del segmento en la ranura

detrás del aro, cuando el pistón se encuentra en el P.M.S., es cercana a la presión en el cilindro $p_1 = p_{en1}$, en este instante la presión en la segunda ranura constituye aproximadamente $0{,}3p_{en}$.

Durante las carreras de escape y admisión en los motores de cuatro tiempos, la presión en las ranuras detrás de los segmentos no siempre tiene tiempo de disminuir hasta la del ambiente y para el siguiente proceso de compresión en las mismas se conserva cierta presión residual. La acumulación de la presión residual mejora el trabajo de los aros en las carreras de bombeo del pistón.

En los regímenes de cargas parciales de los motores a gasolina, cuando la presión en el cilindro es relativamente pequeña, la presión de los gases en las ranuras puede resultar insuficiente para hermetizar mediante los aros, al perder éstos parcialmente la elasticidad. Por eso, se considera que los segmentos tienen capacidad de funcionamiento mientras su fuerza de elasticidad asegura un sellado fiable.

Al aumentar la frecuencia de rotación del motor, la estanqueidad efectiva contra la fuga de gases puede lograrse siendo menor el número de segmentos de compresión. En los motores modernos de carburador y Diesel rápidos la cantidad de aros de compresión puede

disminuirse hasta uno o dos; en caso de elevada presión de los gases (al emplear sobrealimentación con turbocompresor), hasta dos o tres. En algunos regímenes de velocidad del motor, cuando el pistón se acerca al P.M.S., bajo la acción de las fuerzas variables de inercia, de fricción y de los gases puede aparecer una vibración axial de los segmentos que altera su funcionamiento normal. En determinadas condiciones la vibración axial puede transformarse en radial.

En el caso de vibración radial de los segmentos, éstos se apartan de las paredes de la camisa, como consecuencia de lo cual se perturba la estanqueidad del espacio interior del cilindro, empeoran la termodisipación (aparecen zonas recalentadas) y las condiciones de lubricación, tiene lugar el torcimiento del aro y un rápido desgaste de las superficies de rozamiento. La vibración radial de los segmentos se acelera cuando: existen superficies irregulares en la camisa, los anillos pierden elasticidad, disminuye la presión de los gases en las ranuras y éstas se desgastan. La tendencia de los aros a vibraciones radiales puede reducirse elevando la fuerza de elasticidad de los mismos, disminuyendo el volumen de la ranura detrás del segmento y la altura de éste.

La fuerza de rozamiento de los aros de compresión depende de la presión media de los gases en las ranuras y de la altura b de los segmentos, ya que la fuerza con que éstos aprietan por los gases es directamente proporcional a la superficie lateral interna de los mismos (desde el lado del canal), es decir, $\pi (D - 2t)$, donde t es el grosor radial del anillo. En los motores de carburador el trabajo para vencer la fricción en los segmentos de compresión, como han mostrado las investigaciones, se distribuye de la siguiente manera: 60% corresponde al primer anillo, 30% al segundo y 10% al tercero.

Del valor total de la presión media para compensar las pérdidas internas en el motor, la parte correspondiente al grupo del pistón alcanza 50—60%. La presión media gastada para vencer las pérdidas internas crece cuando se incrementa la frecuencia de rotación del motor. Por eso, al elevar la rapidez del motor, para disminuir las pérdidas por fricción se debe, en primer lugar, disminuir el número de segmentos de compresión y su altura.

La cantidad de calor evacuada desde el pistón, se distribuye aproximadamente de la siguiente manera: el 70—80% a través de los segmentos de compresión y de la cabeza del émbolo (de los cuales el 50—60% es a través de los aros), el 25—15% a través de la superficie externa de la falda y un 5% por la superficie interna hacia el aceite y gases circundantes. El calor se transmite más intensamente a la camisa a través del primer segmento de compresión que funciona bajo condiciones de rozamiento casi sin película de lubricante. Por eso, la colocación del segundo y tercer aros de compresión influye poco sobre la temperatura del pistón.

Las mediciones efectuadas han mostrado que la caída de temperaturas entre los segmentos y la camisa es menor que entre el

pistón y éstos, ya que entre las superficies del aro y la camisa la capa termoaislante de aceite es menor. En las superficies frontales de las ranuras hay capas de aceite y se forma una capa de costra, lo que dificulta la transmisión de calor desde el pistón a los anillos.

Las formas constructivas de los segmentos de compresión y de lubricación son muy diversas. Los mencionados segmentos difieren

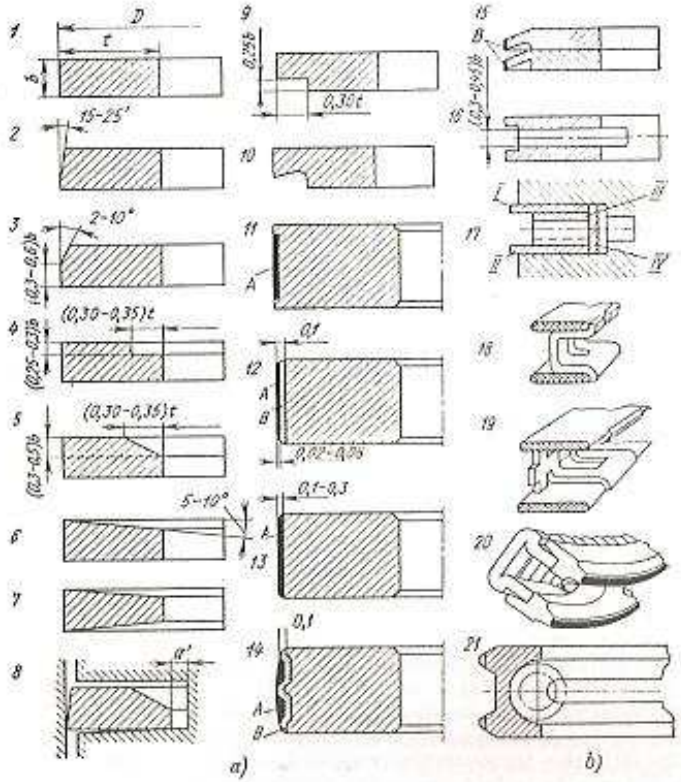


Fig. 265. Formas estructurales de segmentos:
A — molibdeno; *B* — cromo

sustancialmente entre sí en cuanto a los parámetros estructurales, aunque los aros de compresión cumplen parcialmente también las funciones de recogedores y rascadores de aceite. En la fig. 265 se muestran los perfiles más difundidos de los segmentos de compresión y de lubricación.

Los aros de compresión (fig. 265, *a*) se dividen en los siguientes tipos:

a) con superficie exterior cilíndrica (N^{os} *1*, *4*, *7*, *9—13*);

b) con adaptación acelerada (N° 2), llamados a veces «al minuto», que tienen una superficie exterior cónica (cuyo ángulo de inclinación es de 15—20');

c) con menor tendencia al agarrotamiento en las ranuras del émbolo (N^{os} *6*, *7*);

d) con acción elevada sobre la película de aceite de la camisa (N^{os} *8—10*): «torsionales», rascadores y de uña con rebajo en la superficie de trabajo.

Los segmentos de compresión superiores se cubren por una capa de cromo para elevar su resistencia al desgaste. En los motores más intensificados, por encima de la capa de cromo o directamente sobre el material principal del segmento, se aplica una capa de molibdeno de hasta 0,25 mm de grosor (N^{os} *11—14*, en la fig. 265, *a*).

Para acelerar la adaptación de los aros, éstos se hacen en forma de tonel, con una flecha de flexión de *5—10* µm (N° *14* en la fig. 265, *a*).

El segmento con superficie estrictamente cilíndrica se caracteriza por tener un período relativamente largo de asentamiento, el cual va acompañado de elevados consumos de aceite, sedimentación de costra y emisión de humos desde el respiradero en el cárter. La superficie de trabajo completamente cónica o cónica con una franja cilíndrica (aro *3*) asegura un asentamiento acelerado del segmento, a causa de tener mayor presión sobre la pared del cilindro.

Los segmentos *4* y *5* con rebajos y biseles por dentro, debido a que varía su rigidez en la sección transversal, al comprimirse durante el montaje se tuercen y se apoyan con la arista contra la pared del cilindro. Estos segmentos, lo mismo que los «al minuto», tienen plazos relativamente cortos de asentamiento o adaptación. El área de contacto de la superficie inferior del aro con plano de apoyo de la ranura disminuye, lo que empeora la transmisión de calor a la camisa.

Los segmentos torsionales tienen menor tendencia a las vibraciones que los «al minuto». Aquéllos cumplen parcialmente las funciones de los aros rascadores de aceite, pero en cierta medida tienen peores propiedades hermetizantes. Los anillos *6* y *7* son menos propensos al agarrotamiento en las ranuras y se fabrican de sección transversal en forma de un trapecio rectángulo o bilateral. El ángulo de inclinación de los lados no paralelos del trapecio se elige dentro de los límites de 5—10°. En las ranuras con superficies cónicas, los sedimentos de costra se pulverizan y eliminan por los planos laterales de los aros cuando éstos se mueven en dirección radial y axial.

Para mejorar las propiedades rascadoras de los segmentos de compresión en ellos se hacen rebajos en la superficie de trabajo, debido a lo cual aumenta la presión radial. En este caso el segmento *9* se transforma en combinado, ya que simultáneamente cumple las funciones de rascador de aceite y de compresión. La altura del re-

bajo generalmente es (0,25—0,33) b y su profundidad 0,30t. Al instalar los aros de compresión *8—10* del tipo rascador con superficie cónica mejoran las condiciones de lubricación cuando el pistón se desplaza hacia el P.M.S. El ángulo de inclinación de la generatriz del bisel superior oscila entre los límites de 2—10°.

En la mayoría de las estructuras el desalojamiento del aceite se consigue con ayuda del segmento raspador superior.

Los segmentos de engrase (fig. 265, *b*) tienen estructuras más variadas que los de compresión. Los más difundidos son los aros estriados *16* y *21* y los de elementos múltiples de acero *17—20*.

Los segmentos de lubricación se hacen con presiones radiales más elevadas. Además, para incrementar la fuerza de apriete del aro contra la camisa, a veces se colocan expansores de acero en el huelgo radial entre el pistón y el segmento (aros *17—21*), en forma de cintas onduladas *IV* o de muelles cilíndricos enrollados. La presión radial total puede alcanzar 3 MPa. Para retirar al interior del pistón el aceite que se acumula en las cavidades internas de los segmentos *16* con perfil en C, se fresan rebajos con alturas de (0,3—0,45) b. La altura de la superficie de trabajo de los aros rascadores oscila generalmente dentro de los límites de 0,15—1,0 mm.

En los segmentos de lubricación con expansores (en los cuales la presión radial alcanza 3 MPa), a veces las superficies de contacto se cubren con una capa protectora de cromo que permite incrementar su durabilidad (N°s *20*, *21* de la fig. 265, *b*). El consumo de aceite, al instalar segmentos con expansores, disminuye considerablemente.

En los pistones con aros estriados se hace una hilera de orificios de drenaje dentro de las ranuras (véase la fig. 256, *b*) o dos hileras, una dentro de las mismas y otra debajo de ellas (véase la fig. 256, *e*). Cuando se colocan los segmentos rascadores *15*, los orificios de drenaje se hacen solamente debajo de ellos.

Han alcanzado gran difusión los segmentos de acero compuestos *17—20* (fig. 265, *b*), se emplean de cuatro elementos: dos arandelas de acero *I* y *II* y dos expansores (uno axial *III* y otro radial en forma de cinta ondulada *IV*), así como también existen de tres elementos. Para aumentar la resistencia al desgaste se cromán las superficies de trabajo de las arandelas *I* y *II*. Los segmentos compuestos siguen bien todas las irregularidades y deformaciones de la camisa, así como aseguran una extracción eficaz del aceite.

Las estructuras típicas de los segmentos de tres elementos *18—2* con un expansor combinado están representadas en la fig. 265. En dirección axial el expansor tiene elevada rigidez; la presión radial constituye aproximadamente 17 MPa.

En calidad de dimensiones estructurales de los aros se adoptan las siguientes:

1) relación entre el diámetro del cilindro y el grosor radial $D/$ de cuya magnitud depende la presión radial proveniente de la fuerza de elasticidad del segmento y la tensión de flexión en él;

2) altura del aro b;

3) abertura S_a, es decir, la diferencia entre el corte del segmento en estado libre y la holgura térmica.

En la tabla 34 figuran los valores de las dimensiones estructurales ed los segmentos de pistón en los motores Diesel y de carburador.

La diferencia a' (anillo *8*, fig. 265, *a*) entre la profundidad de la ranura en el émbolo y el grosor radial del segmento, la cual determina la holgura entre la superficie posterior de este último y la

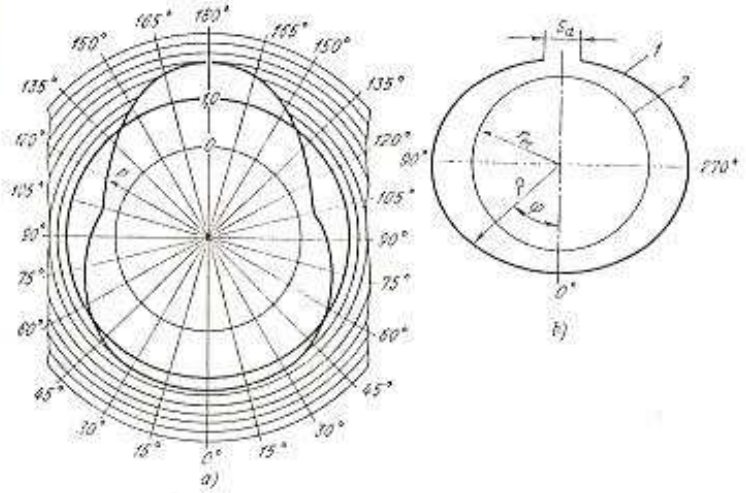


Fig. 266. Diagrama ovalado de las presiones radiales en el segmento y formas del mismo en estado libre y operacional

pared de la primera, alcanza en los aros de compresión 0,70—0,95 mm y en los de lubricación 0,9—1,1 mm.

Cuando el segmento del pistón se desgasta y disminuye su grosor la presión radial proveniente de la fuerza de elasticidad del aro decrece y se redistribuye a lo largo de su perímetro. Siendo elevado el desgaste del segmento, se altera su contacto con la superficie de la camisa, en primer lugar, en la zona del cierre entre los extremos del aro (en un arco de 30—60° a ambos lados).

La forma del segmento desgastado depende de la distribución inicial de sus presiones. Cuando esta distribución es uniforme los aros poseen menor vida útil.

Para elevar la durabilidad y la estabilidad contra las vibraciones, los segmentos se fabrican con presión no uniforme (corregida) a lo largo de su perímetro (fig. 266, *a*), incrementándola en la zona

del cierre. Cuando los segmentos se desgastan, la presión en la zona del cierre disminuye y se redistribuye hacia los sectores vecinos.

34. Dimensiones estructurales de los segmentos de pistón

Segmentos	D/t	b, mm	S_a/t
De compresión	20—25	1,5—6,5 [1]	3,2—4,0
De lubricación	23—26		

[1] El límite superior se refiere a los motores Diesel. Los segmentos rígidos con relación pequeña D/t se adaptan peor a las deformaciones de la camisa.

Por eso, la duración de funcionamiento del aro con elevada presión en el cierre, hasta el instante en que se perturba el contacto con la camisa, aumenta.

§ 3. Cálculo del segmento de émbolo [1]

Los aros de pistón para motores de automóvil se fabrican en tornos copiadores siguiendo la forma requerida en estado libre y luego se hace la ranura cortando una parte del perímetro, igual a la abertura S_a del cierre.

La forma del segmento en estado libre depende de la ley que se elija para la distribución de sus presiones sobre la superficie del cilindro en todo su perímetro (diagrama de presiones). Se ha establecido que la máxima capacidad operativa (estabilidad contra las vibraciones radiales) y durabilidad las poseen los segmentos cuya distribución de presiones tiene la forma de una pera con elevada presión en el cierre (fig. 266, *a*). Sin embargo, para evitar que en determinadas zonas los segmentos pierdan el ajuste hermético hacia las superficies de los cilindros, la presión relativa máxima en el cierre q no deberá ser excesivamente grande:

$$q_{máx} = p_{máx}/p_{m.a} \leqslant 2{,}25,$$

donde $p_{máx}$ es la presión en el cierre del segmento; $p_{m.a}$, la presión media del mismo.

Considerando la inevitable dispersión del valor de $p_{m.a}$ en la fabricación, es conveniente adoptar para los cálculos un menor valor de la presión relativa máxima: $q_{cál} = 1{,}6—1{,}8$.

Las investigaciones han mostrado que los segmentos más tecnológicos (en sentido de obtener los menores errores de fabricación) resultan aquellos que tienen el diagrama de presiones en forma de pera, descrito por una ecuación que contenga no más de dos componentes armónicas.

[1] El método descrito ha sido elaborado en el NAMI.

En el caso particular, cuando $q_{cál} = 1{,}6$, la presión del segmento en cualquier punto de su perímetro puede ser descrita de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$p = p_{m.a}\,(1 + 0{,}42\cos 2\varphi - 0{,}18\cos 3\varphi), \qquad (276)$$

donde φ es la coordenada angular del punto dado en el sistema polar de coordenadas (fig. 266, *b*).

La forma del aro en estado libre que asegura el carácter de distribución de las presiones indicadas en la ecuación (276), se halla de las siguientes expresiones:

$$\rho = r_m + \frac{t}{2} + S_a\left(\frac{S_a}{2r_m}Y + X\right),$$

donde $S_a = 30\pi\,\frac{p_{m.a}\,r_m^4}{Et^3}$;

$$Y = 0{,}0095\,[\varphi^2\cos\varphi\,(1 - 0{,}42\cos\varphi) + \operatorname{sen}\varphi\,(\varphi + 0{,}42\operatorname{sen}\varphi)];$$

$$X = 0{,}106\,(1 + 0{,}42\,\varphi\operatorname{sen}\varphi - 0{,}0466\cos 2\varphi - 0{,}0029\cos 3\varphi),$$

donde ρ es el radio-vector variable del perímetro exterior del aro en el punto cuya coordenada angular es φ (véase la fig. 266, *b*); r_m, el radio medio del mismo.

Los valores de los coeficientes Y y X para diferentes ángulos φ figuran en la tabla 35.

Los valores de $p_{m.a}$ y t, necesarios para calcular la forma del segmento, se eligen en función del diámetro nominal del mismo en las curvas construidas según datos estadísticos (fig. 267). Además de

35. Valores de los coeficientes Y y X para diferentes ángulos

$\varphi°$	Y	X	$\varphi°$	Y	X
0	0,0000	0,1107	100	0,0148	0,1778
10	0,0006	0,1117	110	0,0070	0,1823
20	0,0023	0,1149	120	−0,0050	0,1840
30	0,0050	0,1201	130	−0,0211	0,1823
40	0,0083	0,1270	140	−0,0409	0,1766
50	0,0125	0,1352	150	−0,0635	0,1667
60	0,0157	0,1443	160	−0,0876	0,1522
70	0,0190	0,1536	170	−0,1114	0,1338
80	0,0199	0,1628	180	−0,1331	0,1112
90	0,0189	0,1711			

la forma en estado libre, el cálculo del segmento de pistón incluye la determinación de las tensiones máximas en el aro ya instalado en el cilindro (σ_1) y al montarlo en el pistón (σ_2).

Las máximas tensiones de flexión aparecen en la sección transversal del segmento que se encuentra en el lado opuesto al cierre

y se calculan por las fórmulas:

para el aro cuyo diagrama de presiones se expresa por la ecuación (276),

$$\sigma_1 = 0{,}382E\frac{S_n}{D\left(\frac{D}{t}-1\right)};$$

para el aro con distribución uniforme de la presión:

$$\sigma_1 = 0{,}424E\frac{S_n}{D\left(\frac{D}{t}-1\right)}.$$

Las tensiones máximas al ensanchar el cierre en el proceso de montaje del segmento en el pistón para el aro con el diagrama de presiones según la ecuación (276), es

$$\sigma_2 = \frac{4E\,(t-0{,}11S_n)}{mD\left(\frac{D}{t}-1{,}4\right)};$$

para el aro con distribución uniforme de presiones

$$\sigma_2 = \frac{4E\,(t-0{,}105S_n)}{mD\left(\frac{D}{t}-1{,}4\right)},$$

donde m es un coeficiente que depende del método empleado para colocar el segmento en el pistón ($m = 2$).

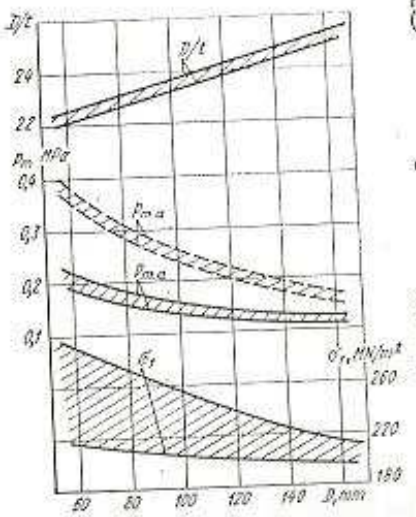


Fig. 287. Variación de la presión $p_{m.a}$ de la relación D/t y de la tensión σ_1 en función del diámetro del cilindro:
las curvas con líneas llenas de $p_{m.a}$ corresponden a los aros de compresión; las líneas de trazos, a los segmentos de lubricación

Siendo pequeños los diámetros de los cilindros (D = = 60 mm) y, respectivamente, pequeñas relaciones de D/t, las tensiones límites en los aros de fundición gris son iguales a 290 MN/m² y para elevados diámetros del cilindro (D = 15 mm) disminuyen hasta 21 MN/m². En algunos casos se toleran tensiones hasta 42 MN/m².

Las tensiones σ_2 por lo común son en un 10—30% mayores que las tensiones σ_1. Las tensiones σ_1 y σ_2 alcanzan el 50—70% del límite de resistencia a la flexión del hierro fundido, lo que evidencia el elevado estado de tensión en que se encuentran los segmentos, especialmente cuando funcionan a elevadas temperaturas.

La magnitud de la holgura de montaje en el cierre recto del segmento frío Δ_a, después de introducirlo en el cilindro, se determina partiendo de la condición de que el calentamiento del aro y de la camisa en un motor funcionando es desigual y tomando en consideración sus coeficientes de dilatación lineal:

$$\Delta_a = \Delta'_a + (\alpha_a \Delta t_a - \alpha_c \Delta t_c),$$

donde Δ'_a es la mínima holgura final tolerable en un motor caliente; α_a y α_c son los coeficientes de dilatación lineal de los materiales del aro y de la camisa; Δt_a y Δt_c, las temperaturas de calentamiento del aro y de la camisa, respectivamente ($\Delta t_a = 200$ °C, $\Delta t_c = 140$ °C).

La holgura Δ'_a que asegura que los extremos del aro no se unan en el motor caliente, puede adoptarse igual a 0,06—0,1 mm.

§ 4. Cálculo del bulón de émbolo

En los motores modernos fundamentalmente se emplean bulones flotantes (véase la fig. 255). Los bulones fijados en el pie de la biela tienen aplicación limitada.

El diámetro del bulón influye visiblemente sobre la altura del émbolo, su masa, así como sobre las dimensiones y la masa del pie de la biela. Al elegir los diámetros interior y exterior del bulón se debe partir de las tensiones tolerables de flexión y de corte, así como de las tensiones y deformaciones del bulón que aparecen durante su ovalización.

Las superficies de articulación del bulón con los tetones y los cojinetes del pie de la biela se comprueban a la presión convencional que influye en el aplastamiento de la película de lubricación y en el desgaste de estas superficies.

Las tensiones anteriormente señaladas, las deformaciones y la presión convencional dependen (véase la fig. 255) de los diámetros interior d_1 y exterior d_e del bulón, de la relación entre ellos $\alpha_a = d_1/d_e$, de la largura del bulón l_b, de la longitud de los soportes en el pie de la biela a y en los tetones del pistón $l_b - b_e$, de la distancia entre los bordes de los tetones b_e, de la rigidez de éstos, del pie de la biela y de las holguras en los acoplamientos del bulón.

Las destrucciones del bulón originadas mayormente por las tensiones que surgen durante su ovalamiento, flexión y corte tienen forma de rotura por fatiga. La rotura del bulón comienza generalmente por la superficie interna, en la cual aparecen microfisuras longitudinales. Siendo cíclicas las cargas, las fisuras forman una grieta que se ahonda progresivamente y da origen a la rotura por fatiga del bulón.

Durante el diseño se eligen, en una primera aproximación, las dimensiones del bulón ateniéndose a los datos estadísticos y después se hace un cálculo de comprobación.

En la tabla 36 figuran las dimensiones estructurales relativas los bulones.

La superficie interna del bulón se hace cilíndrica de un mismo diámetro a toda su longitud. Para elevar la resistencia a la fatiga del bulón en los motores intensificados es obligatorio pulir la superficie interna. En caso de que la superficie interna tenga un acabado químico-térmico, la resistencia a la fatiga del bulón se eleva en el 15—20% al cementarlos y en el 35—45% al nitrurarlos.

Los bulones flotantes se fijan contra los desplazamientos axiales con clips de sección rectangular o circular (véase la fig. 255). Si el émbolo es de aleación de aluminio, el bulón se instala con un ajuste de presión o con una holgura muy insignificante (en el caso de emplearse aleaciones eutécticas de aluminio al silicio). Cuando el motor se calienta después del arranque el ajuste de presión desaparece.

36. Dimensiones relativas de los bulones

Dimensiones	Motores de carburador	Motores Diesel
d_o/D	0,24—0,28 [1] (0,26)	0,34—0,38 (0,36)
c_a	0,64—0,72 (0,68)	0,52—0,58 (0,56)
l_b/D	(0,80)	(0,85)

Nota. Los valores medios están entre paréntesis.

1) Los límites inferiores se refieren a los bulones sujetados.

Los ajustes de presión y las holguras relativos en la unión del bulón con el émbolo vienen expuestos en la tabla 37.

El bulón se calcula a base de la fuerza que aparece durante el funcionamiento del motor en el régimen del máximo torque, cuando

37. Holguras y ajustes de presión relativos entre el bulón y el pistón

Bulones	Diámetro del cilindro, mm	Holguras y ajustes de presión relativos
Flotantes en pistones de aleación de aluminio	Hasta 100	$(+0{,}3 \ldots -0{,}2)\ 10^{-3}$
	100—150	$[+(0{,}27 \ldots 0{,}4) \ldots -(0{,}27 \ldots 0{,}4)]\ 10^{-3}$
Sujetados en los pistones: de aleación de aluminio	50—130	$+(0{,}46 \ldots 1{,}4)\ 10^{-3}$
de fundición gris	50—130	$(0{,}54 \ldots 1{,}8)\ 10^{-3}$

la presión de los gases en el cilindro es la máxima. Las fuerzas de inercia del pistón, que en el P.M.S. están dirigidas desde el eje del cigüeñal y descargan el bulón, en los cálculos para el régimen del máximo par motor no se consideran. Sin embargo, en los cálculos de comprobación para el régimen nominal de velocidad, cuando las

fuerzas de inercia alcanzan una magnitud considerable (especialmente en los motores de carburador), éstas deben tenerse en cuenta.

Los bulones experimentan cargas cíclicas, no obstante, ya que los de tipo flotante pueden girar alrededor de su eje, para ellos el factor de seguridad no se determina.

La presión convencional por unidad de área al proyectar la superficie de apoyo en los tetones del pistón constituye:

$$q_t = \frac{P_{z\,máx} + 0{,}7P_{t\,p}}{d_e\,(t_b - b_0)};$$

en el casquillo del pie de la biela

$$q_b = \frac{P_{z\,máx} + P_{t\,p}}{d_e a},$$

donde $P_{t\,p}$ es la fuerza de inercia del grupo del pistón; $P_{t\,p} = -m_p\omega^2 R\,(1+\lambda)$; 0,7, un coeficiente que tiene en cuenta la masa del bulón.

Para los motores de vehículos $q_t = 20—40$ MPa y $q_b = 25—60$ MPa. Los límites superiores se refieren a los motores Diesel rápidos.

La tensión de flexión del bulón

$$\sigma_{fl} = \frac{P\,(l_b + 2b_2 - 1{,}5a)}{d_e^3 1{,}2\,(1-\alpha_3^4)},$$

donde $P = P_{z\,máx} + 0{,}7P_{t\,p}$.

Las tensiones σ_{fl} no deben ser mayores de 200—250 MN/m².

La fórmula expuesta se ha deducido para el caso cuando la distribución de la carga a lo largo del bulón es tal como se representa en el diagrama de la fig. 255. En este caso, las deformaciones calculadas coinciden en alto grado con las medidas por tensometría. La forma del diagrama de solicitación de los tetones se determina por el tipo de anclaje del bulón, que depende de la relación entre la rigidez de los tetones y del bulón, así como de las holguras en las articulaciones. Las roturas debidas a las tensiones por flexión se observan con más frecuencia en los bulones gruesos.

Las máximas tensiones tangenciales por corte del bulón surgen en las secciones $IV—IV$ (véase la fig. 255) entre los tetones y el pie de la biela. La máxima tensión por corte en el plano neutral es

$$\tau = \frac{0{,}85P\,(1+\alpha_0+\alpha_3^2)}{d_e^2\,(1-\alpha_3^2)}.$$

Las tensiones tangenciales admisibles τ no deben exceder de 80—120 MN/m².

En caso de que el bulón esté ovalado, se determinan las tensiones en los planos vertical y horizontal, que aparecen en las superficies externa e interna del bulón, así mismo su deformación diametral en el plano horizontal. Al deducir las ecuaciones se recurre al problema plano y se adopta la distribución de la carga por la superficie del

bulón (fig. 268) siguiendo la cosinusoide. El cálculo del bulón se realiza aplicando las fórmulas de una viga con pequeño radio de curvatura. La deformación diametral para la ovalización de la parte media del bulón

$$\Delta d_{máx} = \frac{0{,}09P}{El_b}\left(\frac{1+\alpha_2}{1-\alpha_0}\right)^3 K,$$

donde K es un coeficiente de corrección que tiene en cuenta la influencia de la rigidez del bulón y depende de la relación $\alpha_0 = d_1/d_0$; $K = (1{,}5 \ldots 15)(\alpha_0 - 0{,}4)^3$; E, el módulo de elasticidad del material del bulón.

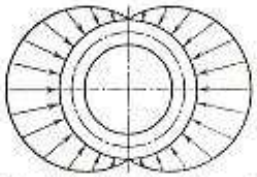


Fig. 268. Distribución cosinusoidal de la carga para calcular el bulón considerando su ovalización

El coeficiente K se ha introducido en la fórmula después de comparar las deformaciones diametrales calculadas con las que se han medido. La deformación diametral no debe ser mayor que la mitad de la holgura diametral entre el bulón y el casquillo del pie de la biela.

Las tensiones que surgen en caso de ovalización del bulón se calculan recurriendo a las siguientes fórmulas:

en el plano horizontal de las superficies externa e interna respectivamente

$$\sigma_{e0} = [P/(l_b d_e)](0{,}19K_1' - K_2)K = [P/(l_b d_e)]C_1;$$

$$\sigma_{i0} = [-P/(l_b d_e)](0{,}19K_1'' + K_2)K = [-P/(l_b d_e)]C_2,$$

donde

$$K_1' = \frac{(2+\alpha_2)(1+\alpha_2)}{(1-\alpha_0)^2}; \quad K_1'' = \frac{(1+2\alpha_0)(1+\alpha_2)}{(1-\alpha_0)^2\alpha_0};$$

$$K_2 = \frac{1}{1-\alpha_0}; \quad C_1 = (0{,}19K_1' - K_2)K;$$

$$C_2 = (0{,}19K_1'' + K_2)K;$$

en el plano vertical de las superficies externa e interna respectivamente

$$\sigma_{e\,90°} = [-P/(l_b d_e)](0{,}174K_1' + 0{,}636K_2)K = [-P/(l_b d_e)]C_3;$$

$$\sigma_{i\,90°} = [P/(l_b d_e)](0{,}174K_1'' - 0{,}636K_2)K = [P/(l_b d_e)]C_4,$$

donde $C_3 = (0{,}174\,K_1' + 0{,}636\,K_2)$ y $C_4 = (0{,}174\,K_1'' - 0{,}636\,K_2)$.

Los diagramas de tensiones en las superficies interna y externa se muestran en la fig. 269, *a*. Para facilitar los cálculos en la fig. 269, *b* vienen representadas las curvas de variación de los coeficientes K, $C_1 - C_4$ en función de la relación $\alpha_0 = d_1/d_0$.

Las máximas tensiones de compresión $\sigma_{i\,0}$ que aparecen en la superficie interna en el plano horizontal no deben exceder de 300 MN/m².

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIBLIOTECA

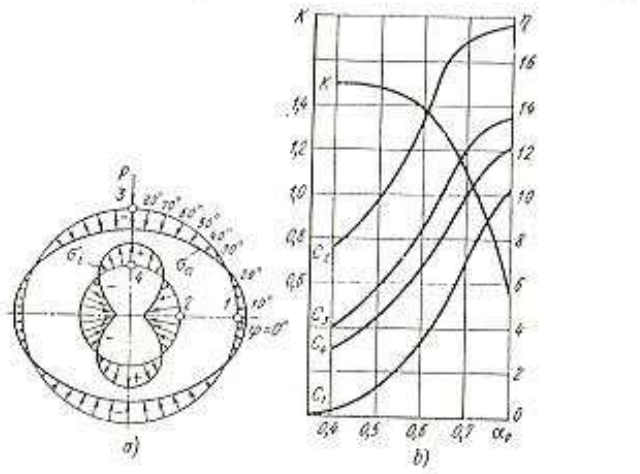


Fig. 269. Diagramas de las tensiones en el bulón debidas a la ovalización y el nomograma para determinar las tensiones

§ 5. Materiales para émbolos, segmentos y bulones

Los requerimientos que deben reunir los materiales de los pistones son los siguientes:

1) poca densidad y masa estructural de las piezas;
2) pequeño coeficiente de dilatación lineal;
3) conservación de las propiedades mecánicas requeridas en la gama de temperaturas de funcionamiento;
4) elevadas estabilidad térmica y resistencia al desgaste.

La masa de los pistones se evalúa por la masa estructural referida a la unidad de superficie del pistón (véase la tabla 25).

Los pistones se fabrican por colada en coquilla o por estampado. Los pistones estampados (de aleación de aluminio AJ14 ó AK4) en comparación con los obtenidos por fundición, para iguales índices de resistencia mecánica, tienen menores masas estructurales y son más durables.

La densidad de las aleaciones de aluminio es de $(2{,}6—2{,}9) \times \times 10^{-3}$ kg/m³, al mismo tiempo la masa estructural del grupo del pis-

tón con el émbolo de aleación de aluminio es menor que el de fundición gris tan sólo en el 30—40%.

Para fabricar los pistones se utilizan aleaciones eutécticas de aluminio al silicio (11—13% Si) e hipereutécticas (25—26% Si) con aditivos de níquel y cobre para elevar la estabilidad térmica y mejorar las propiedades mecánicas a elevadas temperaturas.

El desgaste de las superficies del pistón disminuye cuando se incrementa el contenido de Si. Así por ejemplo, al emplear aleaciones hipereutécticas con un contenido de 17% de Si, en vez de la aleación con 12% de Si, el desgaste de la primera ranura disminuye 1,5 veces. Los mayores desgastes resultan en los planos frontales inferiores del primer segmento de compresión. En los motores Diesel la holgura entre la superficie de la ranura y del segmento se incrementa en el 70% a cuenta del desgaste del pistón y en el 30% debido al desgaste del aro.

Con el fin de disminuir los desgastes de los pistones y segmentos se recomienda emplear pistones bimetálicos autorregulables de aleaciones hipereutécticas de elevado contenido de silicio con la primera ranura anular armada, con los planos frontales del segmento cromados, con refrigeración del pistón por aceite, ya que a elevadas temperaturas disminuye la dureza de la superficie (desde *HB* 90—100 hasta *HB* 50—60, al calentar la aleación con 17% de Si hasta 250 °C.

La microgeometría óptima de la superficie del pistón corresponde a 15μm.

El coeficiente de dilatación lineal de las aleaciones eutécticas de aluminio al silicio en la gama de temperaturas de 20—200 °C varía entre los límites de $(20—21)\cdot10^{-6}$ 1/°C, mientras que para las aleaciones hipereutécticas este parámetro es de $(16—17)\cdot10^{-6}$ 1/°C. Para los segmentos de hierro fundido y de acero, así como para las camisas los coeficientes de dilatación lineal son correspondientemente $11\cdot10^{-6}$ y $12{,}5\cdot10^{-6}$ 1/°C.

El aumento de la durabilidad de los émbolos en un 30—50% reduciendo simultáneamente el consumo de aceite y el ruido durante el funcionamiento del motor, se logra utilizando estructuras armadas termorregulables. La durabilidad de las piezas acopladas al pistón también se incrementa en un 10—15%.

Sin embargo, por regla general, la durabilidad de los pistones en los motores de carburador y Diesel para camiones queda definida por el desgaste en la primera ranura anular del lado de la cámara de combustión y en el correspondiente segmento de compresión. La vida útil del pistón se incrementa en 2—2,5 veces cuando durante la colada en la parte directriz se insertan armazones de acero con bajo contenido de carbono o de fundición gris (proceso alfin) para el primer aro de compresión. Para los motores Diesel se recomienda utilizar armazones de fundición gris, mientras que para los motores de carburador convienen las de acero con bajo contenido de carbono. También se incrementa sustancialmente la durabilidad del pistón

cuando se cromen las superficies frontales de las ranuras para los segmentos.

Para aumentar la durabilidad se instalan pistones de aleaciones de aluminio, cuyas faldas se cubren con una capa de 20—30μm de hierro.

La dilatación térmica en los pistones de aleación de aluminio armados con láminas de acero transversales o semicirculares insertadas durante la colada se determina por el coeficiente de dilatación lineal del material y por la acción flexible de las láminas. El diapasón de deformaciones térmicas del pistón, en este caso, disminuye.

El coeficiente de dilatación lineal del émbolo armado en el plano de acción de las fuerzas normales, en la parte directriz, para los motores de carburador refrigerados por líquido es de $(9—13)\cdot10^{-6}$ 1/°C y para los motores refrigerados por aire constituye $(12—15)\cdot10^{-6}$ 1/°C.

Las superficies de las faldas en los pistones para mejorar el ajuste funcional se recubren con una delgada capa (3 μm) de estaño o de plomo, lo que permite reducir el período de asentamiento.

Las superficies de la cabeza y la zona de fuego de los pistones con elevada termointensidad en los motores Diesel, se recubren con una película de óxidos de 100μm de grosor para su aislamiento térmico. La profunda oxidación anódica se realiza en un baño de ácido sulfúrico. La película se une fuertemente al metal, proporcionándole elevada dureza y resistencia al desgaste.

La rugosidad de las superficies externas de la parte hermetizante del pistón debe corresponder a la clase 5—7, la de las superficies frontales de las ranuras a la clase 8 y la superficie de la parte directriz a las 6—8. La tolerancia de la superficie externa constituye unos 2—10μm.

Los segmentos de pistón se fabrican por colada individual o centrífuga de fundición gris o aleada con estructura perlítica o sorbítica con grafito defloculado uniformemente distribuido.

Con el fin de elevar la vida útil y resistencia al desgaste de los segmentos de compresión, que funcionan en condiciones de rozamiento casi sin película de lubricante, sus superficies de trabajo están cubiertas con una capa de cromo poroso. El acabado superficial de la camisa se hace de tal manera que en las irregularidades de la superficie y en los poros cromados del aro se mantenga la película de aceite y se creen microcavidades para el lubricante. De esta manera, incluso en caso de fricción por contacto de las superficies metálicas se asegura la superficie portadora entre el segmento y la camisa. En los motores Diesel intensificados encima de la capa de cromo se cubre también con una capa de molibdeno.

El cromado del primer segmento del lado de la cámara de combustión eleva en 2 veces aproximadamente su resistencia al desgaste, incrementándose también la resistencia al desgaste de los aros restantes y de la camisa. Los segmentos de lubricación, en cuyas super-

ficies de contacto con la camisa se desarrolla elevada presión, también se someten al cromado.

En los motores intensificados los segmentos de compresión, que trabajan en condiciones de elevadas temperaturas y presiones de los gases, se fabrican de aceros aleados.

Los bulones cementados se fabrican de aceros al cromo o cromoníquel 15X, 15XA, 12X113A y 18X2H4MA. La profundidad de cementación de la superficie cilíndrica externa del bulón alcanza 0,8—1,2 mm, siendo el grosor de la pared hasta de 5 mm, y 1,0—1,7 mm para el grosor de la pared mayor de 5 mm y luego se someten al temple. En los motores de carburador los bulones son de acero 45. La superficie cilíndrica externa de los bulones se templa hasta una profundidad de 1—1,5 mm. La dureza de esta superficie del bulón deberá ser *HRC* 56—65.

CAPÍTULO XXII

Grupo de la biela

§ 1. Estructuras de bielas

Las formas estructurales actuales de las bielas de los motores en línea pueden ser divididas en tres grupos:

1) bielas de motores en línea y en V con disposición consecutiva de bielas idénticas en un muñón del árbol;

2) bielas con articulación central —con horquilla *II* y biela interior *I* (fig. 270, *a*)— en los motores en V;

3) biela madre o principal *III* y bieleta *IV* (fig. 270, *b*) en los motores en V.

En las bielas de los motores de una hilera de cilindros, así como en las bielas de horquilla, internas y principales, las cabezas son coaxiales con los muñones del cigüeñal. El eje del bulón de la bieleta se encuentra a un costado del eje del muñón de biela, por eso la cinemática del pistón acoplado a ella difiere de la cinemática de los pistones de las bielas centrales.

La disposición consecutiva de las bielas en un muñón del árbol del motor en V es la solución constructiva más simple y donde más ampliamente se emplea es en los motores de vehículos, puesto que asegura una producción racional. Sin embargo, en este caso se desplazan los ejes de los cilindros que se encuentran en una misma sección, aumenta la longitud del motor en 11 . . . 14%, así como su masa, y aparecen momentos adicionales que flexionan el muñón de biela del árbol.

La estructura de la biela deberá hacerse de tal manera que permita obtener la máxima rigidez, siendo su masa la mínima posible.

Pie de biela. La estructura y forma del pie de biela quedan definidas por las dimensiones del bulón del pistón y por el método de su sujeción. En los motores de automóvil la mayor difusión la obtuvieron los bulones flotantes, que durante el funcionamiento giran en el casquillo del pie de biela y en los tetones del émbolo (fig. 271, *a*). En caso de que se empleen pistones de aleación de aluminio la rotación en los tetones es posible solamente después de que el pistón se caliente hasta 100 . . . 120 °C. En la fig. 271, *b* vienen representados los diseños del pie de biela con sujeción de los bulones.

Las ventajas que poseen los bulones sujetados consisten en:

1) disminución del diámetro del bulón, reducción del área de apoyo en la biela o incremento de la misma en los tetones del pistón;

2) disminución de posibles desviaciones de la biela que aparecen por efecto de la alteración del paralelismo entre los ejes del bulón y del muñón de biela, debido a la existencia de holguras en el pie de biela y en el cojinete de su cabeza.

En los motores con bulones flotantes, en los pies de biela se encajan a presión casquillos o bujes de bronce o bimetálicos (de acero con una fina capa de bronce). Cuando la biela se calienta, en el primer

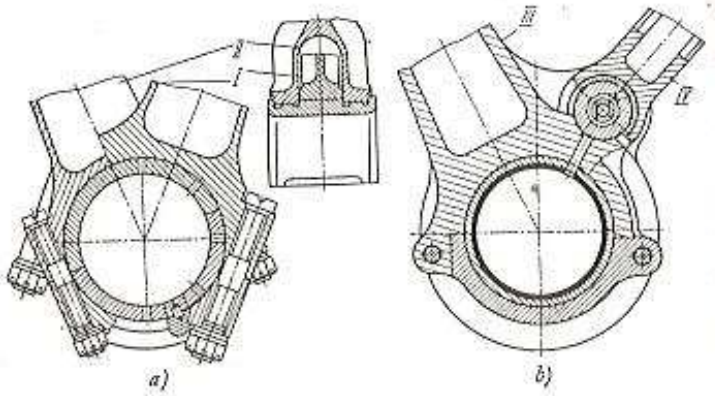


Fig. 270. Bielas de motores en V

caso, el ajuste se incrementa por efecto de la diferencia entre los coeficientes de dilatación lineal del bronce y del acero. El grosor radial de la pared del casquillo por lo común es de 0,080 . . . 0,085 del diámetro del bulón.

En las estructuras con bulones flotantes la holgura entre el bulón y el casquillo de bronce en función del diámetro d_e fluctúa dentro de los límites de $\Delta = (0{,}0004 \ldots 0{,}0015)\, d_e$.

Para facilitar el estampado, la superficie externa del pie de biela se hace con inclinaciones (véase la fig. 271, *a*). La relación entre el radio del círculo exterior y el radio interior maquinado es $R_e/r = 1{,}2 \ldots 1{,}3$ (esquema *III*, fig. 271, *a*). En las bielas no maquinadas esta relación varía entre los límites de 1,35 . . . 1,45 (respecto al máximo radio). El largo del pie de biela se elige de acuerdo a la máxima presión tolerable en el bulón o de las condiciones de su apriete.

La parte superior del pie de biela tiene un resalte *A* (esquema *I—III* y *V*, fig. 271, *a* y *b*) que sirve para modificar la masa del conjunto de la biela o la posición de su centro de gravedad.

Con el fin de elevar la resistencia mecánica del pie de biela, aumentando su rigidez y disminuyendo las concentraciones de tensiones, se hace lo siguiente:

1) se incrementa el radio de transición ρ (esquema *III*, de la fig. 271, *a*) desde el borde de la caña o cuerpo hacia el radio de la circunferencia exterior R_1 y se reduce el entallado hasta eliminarlo por completo (esquema *IV*);

2) los bordes externos de la biela se disponen en el plano de movimiento, lo que permite eliminar el voladizo del pie de biela en el

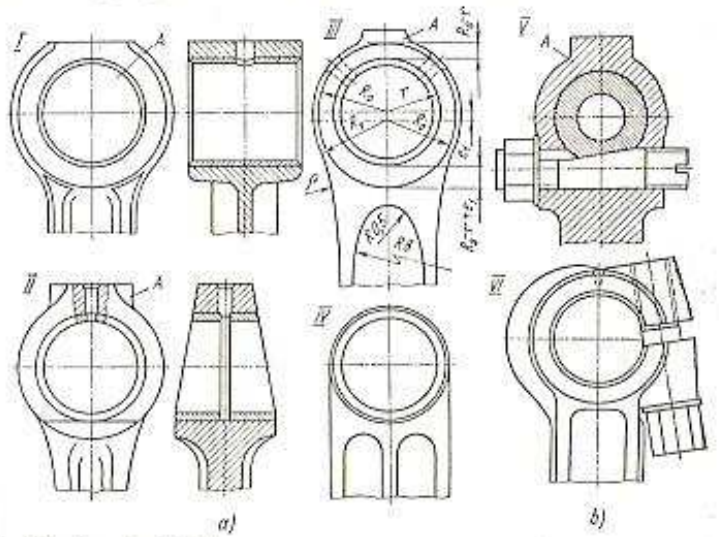


Fig. 271. Pies de biela:
I, V y *VI* — de motores de carburador; II . . . IV — de motores Diesel

plano del eje longitudinal del bulón; semejante disposición de la sección en doble T del cuerpo tiene perspectiva para utilizarse en las bielas obtenidas por fundición;

3) se coloca excéntricamente el orificio para el bulón (véase la dimensión e_1 en la fig. 271);

4) se utilizan cuerpos de tres nervios, lo que también elimina el voladizo del pie de biela y disminuye la flexión del bulón (esquema *IV*).

El paso de la caña inferior hacia la cabeza en forma de arco (esquema *III*) permite reducir considerablemente las concentraciones de tensiones en la zona situada debajo del pie de biela.

Los orificios para la lubricación del pie de biela por salpicadura hay que colocarlos en la parte superior, fuera de las zonas de concentración de las tensiones.

En los motores Diesel de cuatro tiempos las fuerzas de presión de los gases, que se transmiten a través del bulón al casquillo, superan en varias veces las fuerzas de inercia de las masas del grupo del pistón. Como consecuencia de esto, el bulón en la holgura se desplaza asimétricamente con respecto al eje del casquillo, y el grosor de la película de aceite a ambos lados del bulón, a lo largo del eje de acción de estas fuerzas, será diferente. Para igualar el grosor de la película de aceite se reduce la superficie de apoyo de la parte superior de la cabeza, tal como se muestra en el esquema *II*.

Cuerpo de la biela. El cuerpo (o caña) es simétrico con respecto al eje longitudinal de la cabeza de biela. El desplazamiento del cuerpo con respecto a la cabeza permite, en los árboles de dos muñones de biela entre cada dos apoyos de bancada, reducir la distancia

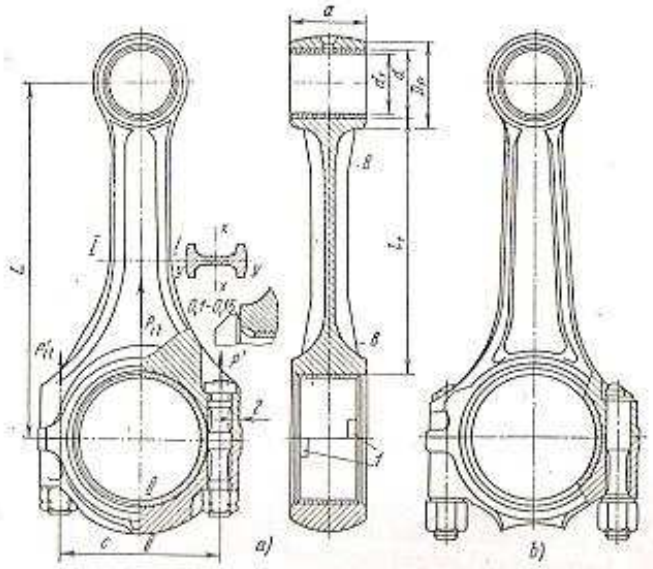


Fig. 272. Estructuras de las bielas:
a — de un motor Diesel; b — de un motor de carburador

entre los ejes de los cilindros y la longitud del motor, pero en semejantes estructuras se observa un desgaste irregular de los muñones de biela y en el ancho de los cojinetes. La longitud del cuerpo de la biela se elige durante el diseño en función de la altura del motor y de las dimensiones del cárter.

El cuerpo de la biela con la sección en doble T se estampa fácilmente y tiene gran rigidez siendo relativamente pequeña su masa.

En los motores para automóviles la relación entra la altura de la sección en doble T y el ancho varía dentro de los límites de 1,4. . . 1,8. El ancho de las alas exteriores del perfil a lo largo de la biela (en el plano perpendicular al plano de penduleo) se hace en algunos modelos no uniforme, con ensanchamientos (fig. 272, *a*) en los lugares de transición hacia el pie y la cabeza, lo que incrementa la rigidez de estas piezas. El eje *yy* de la sección en doble T de la biela forjada está ubicado en el plano de su penduleo.

Cabeza de biela. Esta debe satisfacer los siguientes requerimientos:

1) elevada rigidez, que condicione el funcionamiento fiable de los cojinetes delgados;

2) dimensiones mínimas, pues éstas determinan los contornos del

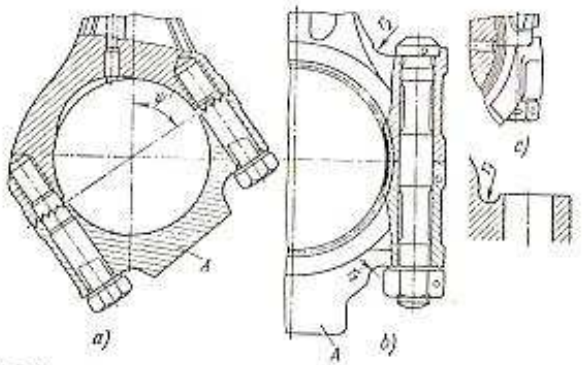


Fig. 273. Cabezas de biela de motores Diesel:
a — con plano de separación oblicuo; b y c — con plano de separación recto; d — con bendidura en la zona de transición

cárter y la posición del árbol de levas, así como una mínima masa, de cuya magnitud dependen las cargas en los muñones de biela y de bancada y su desgaste;

3) suavidad de sus formas, para evitar altas concentraciones de tensiones que aparecen en los lugares de variación de sección y de transición;

4) la posibilidad de que pueda pasar a través del cilindro cuando se desmonta (condición indispensable para los motores con monobloque).

Las cabezas de biela en los motores multicilíndricos se hacen desmontables (fig. 273, *a* y *b*). El sombrerete se ajusta con ayuda de pernos o espárragos, cuya fuerza de aprieto deberá asegurar una sólida unión a cualquier régimen de velocidad que funcione el motor. Para disminuir las dimensiones y la masa de la cabeza se tiende a acercar los pernos hacia el eje del muñón.

En caso de emplear muñones de biela desarrollados con la dimensión relativa $d_{m.b}/D = 0{,}66 \ldots 0{,}68$ y más, que deben cumplir la condición indispensable de desmontar el pistón con la biela a través del cilindro, las cabezas se fabrican con sombreretes cortados oblicuamente (fig. 273 *a*) formando un ángulo ψ' igual a 30, 45 y 60° con respecto al eje longitudinal del cuerpo de la biela. Siendo oblicuo el corte, la fuerza de inercia que actúa sobre los pernos disminuye.

Los sombreretes de las cabezas se fijan contra los desplazamientos en dirección transversal ya sea por pernos con entalladuras (figs. 272, *a* y *b* y 273, *b*), o mediante salientes en el sombrerete y en el cuerpo de la biela, o bien por estrías triangulares (fig. 273, *a*). En el primer tipo de fijación surgen cargas transversales sobre los pernos de biela. En caso de que la rigidez de la cabeza de biela sea insuficiente, estas cargas pueden originar en los pernos considerables tensiones de flexión y roturas por fatiga. El sombrerete puede ser sujetado por pernos o por espárragos que se enroscan en la mitad superior de la cabeza de biela.

Para disminuir las concentraciones de tensiones, las zonas de transición a los planos, en que se apoyan la cabeza y las tuercas de los pernos, se hacen con un radio grande r_2 (fig. 273, *b*) o con hendiduras de radio r_1 (fig. 273, *d*). Para regular la masa de los sombreretes de las bielas sirven los tetones *A* (fig. 273, *a* y *b*).

Medios casquillos de bielas. Los medios casquillos superiores e inferiores de los motores de cuatro tiempos funcionan en condiciones diferentes. El medio casquillo superior está sometido principalmente a la acción de las fuerzas de presión de los gases, que se transmiten en un período relativamente corto de tiempo del ciclo de trabajo (al final de la compresión y al inicio de la expansión). El medio casquillo inferior sufre la carga de las fuerzas de inercia de las masas de la biela con movimiento alternativo y rotativo, que actúan durante un tiempo considerablemente mayor (cerca del 75% del tiempo que dura el ciclo de trabajo).

Prácticamente todas las bielas tienen casquillos delgados (véanse la fig. 272 y la fig. 273, *b*), cuyas mitades superior e inferior son intercambiables y se encajan en la cabeza a presión. Para asegurar el ajuste a presión, la altura del medio casquillo debe ser mayor que el radio de la cama. El grosor de las paredes del medio casquillo en los motores actuales varía aproximadamente entre los límites de $(0{,}03 \ldots 0{,}05)\ d_{m.b}$, el grosor de la película autofricción es de 0,2 . . . 0,5 mm.

Las holguras diametrales en los cojinetes de las bielas son $\Delta_{m.b} = (0{,}0005 \ldots 0{,}001)\ d_{m.b}$, en mm. La holgura relativa mínima en el cojinete está limitada por su capacidad de dejar circular el aceite y constituye 0,0005 mm. La holgura axial (el posible desplazamiento de la cabeza a lo largo del muñón de biela) no pasa de 0,10 . . . 0,15 mm. Las grandes holguras axiales pueden ocasionar el «bombeo centrífugo» del aceite desde el cojinete y la caída de presión en la película de aceite. Para que no giren ni se desplacen axialmente, los medios casquillos delgados se sujetan con unos topes hundidos (fig. 272, *a*) que entran en las correspondientes ranuras fresadas en la biela y en el sombrerete.

La vida útil del cojinete depende en gran medida del lugar de suministro del aceite. La película antifricción puede destruirse por acción de las máximas presiones como resultado del quebrantamiento superficial por fatiga, así como debido a la cavitación que aparece cuando el aceite ingresa al cojinete. Los casquillos de bronce al plomo son propensos también a la destrucción por corrosión.

Los casquillos de la biela se encajan con ajuste a presión cuya magnitud se determina por el grosor del cojinete y el diámetro del muñón. La magnitud del ajuste a presión para los motores de vehículos oscila entre los límites de 0,04 . . . . . 0,08 mm. Al apretar los pernos en las paredes del cojinete aparecen tensiones tangenciales preliminares que alcanzan 120 . . . 150 MN/m², siendo el ajuste a presión de 0,08 mm. El valor menor de la tensión corresponde al casquillo de 4,5 mm y el mayor al de 2 mm. Si el ajuste es de 0,06 mm, las tensiones resultan 80 y 110 MN/mm², respectivamente. Con el fin de prevenir la aparición de vibraciones del casquillo, la tensión preliminar deberá ser no más de 100 MN/m².

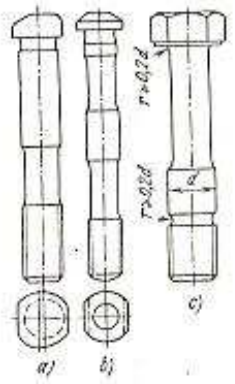


Fig. 274. Estructuras de los pernos de biela

Pernos de biela. Los pernos o tornillos de biela están sometidos a cargas unívocas variables. La carga principal que perciben es la fuerza de inercia de las partes con movimiento alternativo y la fuerza centrífuga de la masa rotativa de la biela, excluyendo la masa del sombrerete.

Cuando la cabeza de biela tiene poca rigidez, las superficies de apoyo de la cabeza y de la tuerca del perno se tuercen, o sea, pierden su paralelismo, como resultado de lo cual el tornillo comienza a ladearse y en él surgen tensiones adicionales de flexión, no consideradas en el cálculo. Al proyectar la biela en primer lugar se tiende a disminuir la posibilidad de aparición de tensiones de flexión en los pernos, elevando la rigidez de los salientes de la cabeza de biela, disminuyendo las áreas de apoyo anulares de la cabeza y de la tuerca del perno, así como utilizando superficies esféricas de apoyo de la cabeza y de la tuerca autoajustables durante su apriete.

El diámetro del vástago del tornillo debe ser menor que el diámetro interior de la rosca (fig. 274). El área de la sección transversal del perno en la práctica se adopta igual al 80% del área de la sección transversal en el fondo del filete. El largo del vástago del perno con diámetro reducido deberá ser lo mayor posible (fig. 274, *b* y *c*).

Un vástago largo y flexible está sometido a la flexión en mayor grado; al mismo tiempo se descarga la parte roscada del perno. Además, al disminuir la rigidez del perno se reduce simultáneamente la componente variable de la carga, la amplitud (véase la fig. 253) y se incrementa la resistencia a la fatiga del perno.

Con el fin de prevenir que los pernos se desenrosquen se hacen unos cortes en su cabeza (fig. 274, *b*) o ésta es asimétrica (fig. 274, *a*), o bien tiene un saliente de fijación situado en su parte externa para evitar concentraciones de tensión cerca del perno.

§ 2. Cálculo de resistencia estructural de los elementos de la biela

Los diferentes elementos de la biela funcionan en condiciones de esfuerzos alternativos y de signo variable, además cambian dentro de amplios límites.

Las amplitudes de los ciclos de tensiones alcanzan elevados valores, especialmente durante el funcionamiento y elevada frecuencia de rotación y con sobrealimentación, cuando la máxima presión de combustión se incrementa hasta 12,5 MN/m². En algunos casos las tensiones máximas se acercan al límite de fluencia.

El cálculo de la biela se reduce a la determinación de las tensiones, deformaciones y factores de seguridad en el pie, cuerpo, cabeza y pernos de apriete.

El pie de biela durante los procesos de admisión y escape está sometido a la tracción por las fuerzas de inercia $P_{i\,p}$ del conjunto del pistón, que alcanzan su máximo valor cuando el pistón se encuentra en el P.M.S. y a la compresión por la fuerza de presión de los gases P_z descontando la fuerza de inercia $P_{i\,p}$.

Las tensiones en las paredes del pie de biela originadas por las fuerzas de inercia se calculan en el régimen de la máxima frecuencia de rotación a marcha en vacío $n_{v.máx}$ fijada por el regulador. En caso de que se determinen los factores de seguridad y las tensiones ocasionadas por las fuerzas de compresión, el cálculo deberá hacerse para el régimen con el cual la variación de tensiones sea la máxima.

Cuando el pistón se encuentra en el P.M.S. la fuerza tensora de inercia que se debe calcular es

$$P_{i\,p} = -m_p\omega^2 R\,(1+\lambda),$$

y la fuerza de compresión

$$P_{com} = P_z + P_{i\,p} = p_z F_p - m_p\omega^2 R\,(1+\lambda).$$

Generalmente se desprecia el cierto desplazamiento que tienen los máximos valores de P_{com}, con respecto al P.M.S. dentro de los límites de 15 . . . 20° de rotación de la manivela (la presión de los gases es máxima pasado el P.M.S.).

Además de las tensiones originadas por las fuerzas de tracción y compresión, en el pie de biela aparecen tensiones preliminares

debidas al ajuste a presión Δ del casquillo de bronce y del ulterior incremento de dicho ajuste en la magnitud Δ_t por efecto de los diferentes coeficientes de dilatación lineal de los materiales del pie y del casquillo, cuando la biela se calienta durante el funcionamiento del motor en 100 . . . 120 °C.

Al calcular las tensiones que aparecen a cuenta del encaje del casquillo y su incremento debido a la temperatura, este último se halla por la fórmula

$$\Delta_t = dt\,(\alpha_b - \alpha_a),$$

donde d es el diámetro interno del pie o diámetro externo del casquillo de bronce; t, la temperatura de calentamiento de la biela y del casquillo; α_b, el coeficiente de dilatación térmica del material del casquillo; para el bronce tenemos $\alpha_b \approx 1{,}8\cdot10^{-5}$ 1/°C; α_a, el coeficiente de dilatación térmica del material del pie de biela; para el acero $\alpha_a \approx 1{,}0\cdot10^{-5}$ 1/°C.

El ajuste a presión Δ, que aparece al prensar el casquillo, al realizar el cálculo se adopta igual a la máxima tolerancia del ajuste empleado.

Debido a la sobremedida sumaria de los ajustes $\Delta + \Delta_t$, en la superficie de contacto del casquillo de bronce con el pie de biela aparece una presión que puede ser determinada, teniendo en cuenta su valor constante en toda la superficie cilíndrica, de acuerdo con la fórmula

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d\left\{\dfrac{(D_p^2+d^2)/(D_p^2-d^2)+\mu}{E_b} + \dfrac{(d^2+d_1^2)/(d^2-d_1^2)-\mu}{E_c}\right\}},$$

donde D_p es el diámetro exterior del pie (véase la fig. 272); d_1, el diámetro interior del casquillo; μ, el coeficiente de Poisson, $\mu = 0{,}3$; E_b, el módulo de elasticidad del material de la biela, $E_b = 22\cdot10^4$ MN/m²; E_c, el módulo de elasticidad del material del casquillo, $E_c = 11{,}5\cdot10^4$ MN/m².

Conociendo la presión p del casquillo sobre el pie de biela, aplicando las fórmulas de Lamé se pueden calcular las tensiones que surgen en las superficies interna y externa del pie de biela.

La tensión en la superficie exterior del pie es:

$$\sigma_e' = p\,\frac{2d^2}{D_p^2-d^2},$$

la tensión en la superficie interna:

$$\sigma_i' = p\,\frac{D_p^2+d^2}{D_p^2-d^2}.$$

Las tensiones σ_e' y σ_i' pueden alcanzar 100—150 MN/m².

Para calcular las tensiones en el pie de biela, originadas por las fuerzas tensoras de inercia del grupo del pistón, es indispensable establecer la ley de la distribución de presiones que se transmiten por

el bulón al casquillo y al pie de biela. La distribución de presiones depende de la rigidez del pie y del bulón, de la holgura entre el bulón y el casquillo.

La presión radial p' hacia el pie de biela se considera uniformemente distribuida en semicírculo:

$$p' = \frac{P_{t\,p}}{2r_m},$$

donde r_m es el radio medio del pie de biela; $r_m = (D_p + d)/4$.

En este caso se logra la mejor coincidencia de las tensiones calculadas con las experimentales, obtenidas registrando las tensones en las bielas durante las pruebas con cargas estáticas.

Las tensiones se calculan recurriendo a las ecuaciones de la viga

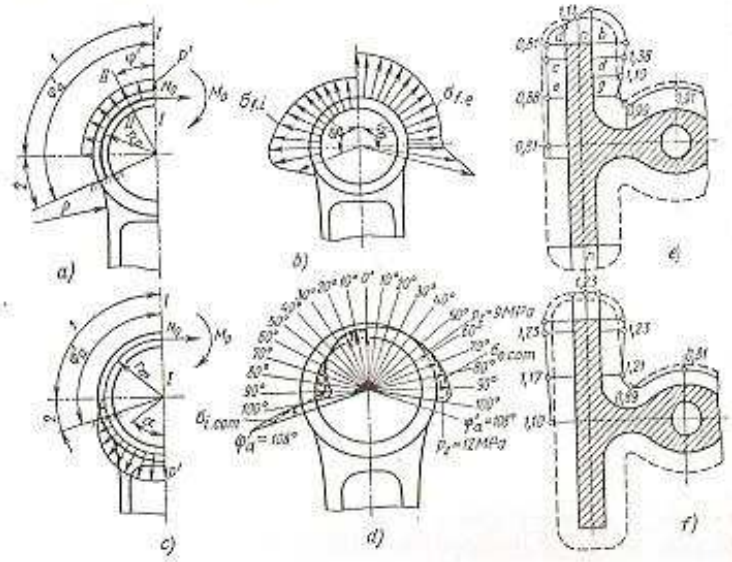


Fig. 275. Distribución de las cargas en el pie de biela, diagramas de tensiones en las fibras exterior e interior, diagramas de tensiones en el cuerpo debajo del pie de biela:
a — esquema de solicitación para la tracción; b — diagramas de tensiones para la tracción; c — esquema de solicitación para la compresión; d — diagramas de tensiones para la compresión; e — diagrama de tensiones en caso de compresión del cuerpo; f — diagrama de tensiones en caso de tracción del mismo

de pequeña curvatura. El esquema para el cálculo se representa en la fig. 275, *a*. Se asume que la viga encorvada está sujeta en los lugares de transición de la orejeta a la caña, es decir, en los lugares de conjugación de la superficie exterior del pie de biela y la superficie de transición con radio ρ. Se supone condicionalmente que la parte

inferior del pie de biela, que se apoya en la caña de alta rigidez, no se deforma. El pie se corta a lo largo del eje longitudinal de semetría de la biela. La acción de la parte derecha del pie se reemplaza por el momento de flexión M_0 y la fuerza normal N_0, que se determinan bajo la suposición de que la sección $I—I$ en dirección horizontal no se desplaza por efecto de la acción de la carga simétrica.

Los momentos de flexión M_1 y las fuerzas normales N_1 para la sección $II—II$ del pie, situada formando el ángulo φ' con respecto al plano vertical en el tramo *1* desde $\varphi' = 0°$ hasta $\varphi' = 90°$, pueden determinarse conforme a las fórmulas:

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= M_0 + N_0 r_m (1 - \cos\varphi') - 0{,}5\, P_{t\,p} r_m (1 - \cos\varphi');\\ N_1 &= N_0 \cos\varphi' + 0{,}5 P_{t\,p} (1 - \cos\varphi'). \end{aligned}\right\} \quad (277)$$

Respectivamente para el tramo *2* desde $\varphi' = 90°$ hasta el ángulo φ'_a

$$\left.\begin{aligned} M_2 &= M_0 + N_0 r_m (1 - \cos\varphi') - 0{,}5 P_{t\,p} r_m (\operatorname{sen}\varphi' - \cos\varphi');\\ N_2 &= N_0 \cos\varphi' + 0{,}5 P_{t\,p} (\operatorname{sen}\varphi' - \cos\varphi'). \end{aligned}\right\} \quad (278)$$

El momento M_0 y la fuerza normal N_0 en la sección para la cual $\varphi' = 0$, se halla de las expresiones empíricas:

$$M_0 = P_{t\,p} r_m (0{,}00033\varphi'_a - 0{,}0297);$$
$$N_0 = P_{t\,p} (0{,}572 - 0{,}0008\varphi'_a).$$

El ángulo de anclajo φ'_a en las dos últimas expresiones se expresa en grados.

Después de hallar el momento M_0 y la fuerza normal N_0 para la sección dada del pie se calculan las tensiones:

en la fibra externa

$$\sigma_{t.e} = \left[2M \frac{6r_m + h}{h(2r_m + h)} + \frac{h}{2} N\right] \frac{1}{ah} \quad (279)$$

y en la fibra interna

$$\sigma_{t.i} = \left[-2M \frac{6r_m - h}{h(2r_m - h)} + KN\right] \frac{1}{ah}, \quad (280)$$

donde M y N son el momento y la fuerza normal, respectivamente, determinados aplicando las fórmulas (277) ó (278); a, la longitud del pie de biela (véase la fig. 275); h, el grosor de la pared del pie; $h = (D_p - d)/2$; K, un coeficiente que tiene en cuenta la presencia del casquillo de bronce encajado a presión.

Se considera que en caso de ajuste a presión el casquillo y el pie se deforman conjuntamente y una parte de la fuerza normal, proporcional a la magnitud $(1 - K)$, es percibida directamente por el casquillo.

El coeficiente K se determina de la relación entre la rigidez a la tracción del pie y del casquillo, es decir,

$$K = E_b F_p / (E_b F_b + E_a F_a),$$

donde F_p y F_c son las áreas de las secciones del pie y del casquillo, respectivamente.

La relación entre la rigidez del casquillo y del pie para la flexión es relativamente pequeña, por eso no se considera en los cálculos.

Las máximas tensiones en la fibra exterior $\sigma_{f.e}$ surgen en los lugares de anclaje siendo el ángulo igual a φ'_a (fig. 275, *b*), tal como se ve en el diagrama de tensiones; los valores absolutos de las tensiones $\sigma_{f.e}$ crecen a medida que aumenta el ángulo φ'_a.

Para reducir las tensiones en la fibra exterior pueden recomendarse dos métodos: la disminución del ángulo φ'_a (hasta 90°) y el aumento del radio ρ del arco de conjugación. Las tensiones en la fibra interna $\sigma_{f.i}$ alcanzan los máximos valores siendo el ángulo $\varphi'_a = 90°$.

La investigación de las tensiones, originadas por la fuerza de compresión, ha permitido establecer que la mayor coincidencia entre los resultados experimentales y los calculados se obtiene con una distribución cosenoidal de la carga sobre la parte inferior del pie de biela, $p' = \frac{2P_{com}\cos\alpha'}{\pi r_m}$, tal como se muestra en la fig. 275, *c*. El carácter de la distribución de la carga depende, también en este

38. Valores relativos del momento M_0 y de la fuerza normal N_0 para diferentes ángulos de anclaje

Parámetros	Ángulo φ'_a, en grados						
	100	105	110	115	120	125	130
N_0/P_{com}	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$M_0/(P_{com}r_m)$	0	0,0001	0,00025	0,0006	0,0011	0,0018	0,0030

caso, de la rigidez de la orejeta y del buión, así como de la holgura en la articulación. El esquema para el cálculo queda el mismo en caso de las fuerzas de tracción.

Los momentos flectores y las fuerzas normales para cualquier sección en el tramo *1* se determinan según las ecuaciones:

$$M_1 = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos\varphi');$$
$$N_1 = N_0 \cos\varphi'.$$

Respectivamente para el tramo *2*:

$$M_2 = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos\varphi') - P_{com} r_m \left(\frac{\operatorname{sen}\varphi'}{2} - \right.$$
$$\left. - \frac{\varphi'}{\pi}\operatorname{sen}\varphi' - \frac{1}{\pi}\cos\varphi' \right);$$
$$N_2 = N_0 \cos\varphi' + P_{com}\left(\frac{\operatorname{sen}\varphi'}{2} - \frac{\varphi'}{\pi}\operatorname{sen}\varphi' - \frac{1}{\pi}\cos\varphi' \right). \quad (281)$$

En las ecuaciones (281) el ángulo φ' en la relación φ'/π se introduce en radianes. El valor del momento M_0 y de la fuerza normal N_0 se buscan en la tabla 38, siendo conocidos los ángulos φ'_a y las magnitudes relativas de N_0/P_{com} y $M_0/(P_{com}r_m)$.

Con el fin de facilitar los cálculos, en la tabla 39 figuran los valores de las funciones $\operatorname{sen}\varphi' - \cos\varphi'$ y $f(\varphi') = \frac{\operatorname{sen}\varphi'}{2} - (\varphi'/\pi)\operatorname{sen}\varphi' - 1/\pi\cos\varphi'$ para los valores del ángulo φ'_a más difundidos en la práctica.

Las tensiones en las fibras externa σ_{ec} e interna σ_{ic} del pie de biela se calculan recurriendo a las ecuaciones (279) y (280) considerando la deformación mutua del casquillo y del pie.

Las mayores tensiones procedentes de las fuerzas de compresión tienen lugar en las zonas de transición del pie al cuerpo de la biela,

39. Valores de las funciones trigonométricas para hallar M_0 y N_0 al calcular el pie de biela

φ'_a, en grad	$\operatorname{sen}\varphi' - \cos\varphi'$	$f(\varphi')$	φ'_a, en grad	$\operatorname{sen}\varphi' - \cos\varphi'$	$f(\varphi')$
90	1,000	0	112	1,302	0,00680
95	1,084	0,00020	114	1,320	0,00785
100	1,159	0,00110	116	1,337	0,00890
102	1,180	0,00113	118	1,352	0,01228
104	1,212	0,00170	120	1,366	0,01300
106	1,237	0,00246	125	1,393	0,02350
108	1,261	0,00300	130	1,409	0,30400
110	1,282	0,00470			

es decir, para el ángulo φ'_a (fig. 275, *d*), además, en la fibra externa son esfuerzos de compresión y en la interna, esfuerzos de tracción.

Las tensiones en el pie de biela varían siguiendo el ciclo asimétrico. El mínimo factor de seguridad resulta en las fibras externas, en las zonas de transición del pie al cuerpo de la biela para el ángulo φ'_a. Este ángulo varía dentro de pequeños límites y en la mayoría de las bielas constituye 120 . . . 125°.

Las tensiones máximas y mínimas del ciclo se determinan aplicando las fórmulas siguientes:

$$\sigma_{máx} = \sigma'_a + \sigma_{I.c}, \quad \sigma_{mín} = \sigma'_a + \sigma_{ec}.$$

El factor de seguridad se calcula de acuerdo con las fórmulas (267) ó (269) después de hallar las tensiones de amplitud y media del ciclo.

Los factores de seguridad de los pies de biela oscilan entre los límites de 2,5 y 5,0. Estos elevados factores de seguridad garantizan un trabajo fiable del motor, incluso durante el agarrotamiento del motor, cuando prácticamente resulta imposible determinar la magnitud real de la fuerza destructora.

El cuerpo de la biela funciona bajo cargas alternativas siguiendo el ciclo asimétrico, es decir, se somete a la tracción por las fuerzas de inercia de las masas con movimiento longitudinal, situadas por encima de la sección que se calcula, y se comprime por la fuerza que se produce en el instante de la combustión, que es igual a la diferencia entre la fuerza de presión de los gases y la fuerza de inercia. La amplitud del ciclo de tensiones no depende de las magnitudes absolutas de las fuerzas de inercia y alcanza su máximo valor siendo máxima la presión de combustión.

El estado tensional del cuerpo de biela hay que evaluarlo tanto considerando los valores absolutos de las tensiones, como determinando los factores de seguridad. La fuerza que comprime el cuerpo de la biela es:

$$P_{com} = p_z F_p + P_i,$$

donde P_i es la fuerza de inercia en el P.M.S. de las masas con movimiento alternativo, incluida la masa de la biela situada por encima de la sección calculada; F_p, el área del pistón.

La tracción del cuerpo de la biela por la fuerza de inercia P_i tiene lugar durante la admisión y escape en el P.M.S., cuando la fuerza de presión de los gases es poquena.

La fuerza de tracción cuando el pistón se halla en el P.M.S. es

$$P_i = -(m_p + m_{b.s})\,\omega^2 R\,(1 + \lambda),$$

donde $m_{b.s}$ es la parte de la masa de la biela situada sobre la sección calculada.

La caña de biela se calcula para la mínima sección, dispuesta debajo del pie de biela en la zona de la concentración máxima de tensiones. Las tensiones por tracción y compresión son:

$$\sigma_{tr} = \frac{P_i}{f_{min}} \quad \text{y} \quad \sigma_{com} = \frac{P_{com}}{f_{min}}.$$

La tensimetría dinámica de las bielas directamente en un motor Diesel en acción ha permitido establecer el carácter de la distribución de las tensiones en diferentes secciones transversales del cuerpo, así como evaluar cuantitativamente las tensiones.

En distintos puntos de la sección transversal las tensiones son desiguales. Las mayores desviaciones de las tensiones reales con respecto al valor medio calculado, aparecen en las secciones situadas directamente debajo del pie de biela, como se puede ver en el diagrama de distribución de las tensiones de compresión (fig. 275, *e*) y de tracción (fig. 275, *f*).

La irregularidad de las tensiones se evalúa por la relación entre la tensión total medida y la tensión media calculada en la sección, es decir, por los denominados coeficientes de irregularidad m' para la compresión y m^v para la tracción. Como se desprende de la fig. 275, *e* elevada irregularidad de las tensiones para la compresión se observa en la anchura (en los puntos *b*, *d*, *g*) y en el grosor (en los puntos *a* — *b*) del ala superior de la sección en doble *T*. Así por ejemplo, en la superficie interna del ala, en el punto *d* las tensiones son mayores que las calculadas en un 36% y en la superficie externa en el punto *c* son menores que las calculadas en un 17%. Las desviaciones de los valores de las tensiones difieren debido a la flexión de las alas con respecto al eje *n* — *n* (fig. 275, *e*).

La flexión de las alas, en la zona más cercana del pie de biela, surge como resultado de la distribución no uniforme de las presiones, transmitidas por el bulón, en el arco de la mitad inferior del pie de biela, así como a lo largo de este último. A medida de alejarse del pie de biela, la irregularidad de la distribución de tensiones disminuye y en la sección media del cuerpo, en todos los puntos, las tensiones se acercan a las calculadas.

A partir de los resultados experimentales obtenidos, pueden proponerse las siguientes fórmulas para efectuar el cálculo del bulón en la sección mínima a la *compresión-tracción*, tomando en consideración la aparición de la posible irregularidad de la distribución de tensiones en la sección. La tensión por tracción:

$$\sigma_{tr} = -m^v \frac{P_i}{f_{min}}$$

y por compresión

$$\sigma_{com} = m' \frac{P_{com}}{f_{min}}.$$

Los coeficientes de irregularidad de distribución de las tensiones en la sección inmediatamente debajo del pie de biela pueden ser asumidos, como promedio, iguales a los siguientes valores: $m' = 1{,}3$ y $m^v = 1{,}2$. Los coeficientes de irregularidad se han obtenido durante la tensimetría de la biela de un motor Diesel con un pie de biela de elevada rigidez. Las bielas de los motores de carburador tienen generalmente menor rigidez, por lo que los coeficientes de irregularidad m' y m^v pueden alcanzar mayores valores.

Además de las tensiones por compresión y tracción en el cuerpo de la biela aparecen tensiones adicionales por flexión, originadas por el descentrado de las fuerzas aplicadas en el plano perpendicular al plano de movimiento de la biela (véase la fig. 276, *a*). Los resultados de las mediciones de las tensiones nos muestran que éstas alcanzan el 20 . . . 30% de las tensiones de compresión. La aplicación excéntrica de la carga, cuando los ejes longitudinales del pistón y del cuerpo de la biela no coinciden, se explica por el desplazamiento axial del cigüeñal con respecto al cojinete de bancada. Este desplazamiento en los motores multicilíndricos alcanza $e_2' = (0{,}01 \ldots 0{,}02)\,D$ (fig. 276, *a*) y se debe a los distintos coeficientes de dilatación lineal de los materiales del monobloque y del cigüeñal, a la diferencia de sus temperaturas, a la existencia de holguras axiales, así como a las tolerancias adoptadas para la fabricación y el montaje.

En el plano de movimiento de la biela, los ejes del pistón y del cuerpo también pueden no coincidir en caso de que el eje del bulón se desplace hacia el lado más sobrecargado de la superficie lateral del émbolo, en la magnitud $e_1' = (0{,}014 \ldots 0{,}025)\, D$, lo que tiene lugar en muchas estructuras modernas (fig. 276, *b*).

Las tensiones normales totales por compresión, considerando los coeficientes de irregularidad de distribución de las tensiones, y por flexión, debido a la aplicación de la fuerza P_{com} fuera del centro geométrico en el plano perpendicular al plano de movimiento de la biela, es

$$\sigma_{com.t} = m' \frac{P_{com}}{f_{min}} + (0{,}2 \ldots 0{,}3)\, \frac{P_{com}}{f_{min}}.$$

Lo mismo se observa también en la tracción de la biela. La tensión por tracción-flexión es

$$\sigma_{t.t} = m'' \frac{P_t}{f_{min}} + (0{,}2 \ldots 0{,}3)\, \frac{P_t}{f_{min}}.$$

Las máximas tensiones calculadas, considerando la concentración de tensiones en la zona del pie de biela y la flexión del cuerpo, con ayuda de las ecuaciones anteriormente expuestas alcanzan 230 . . . . . 320 MN/m² para los motores Diesel y 180 . . . 250 MN/m² para los motores a gasolina.

Las amplitudes y las tensiones medias del ciclo son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{com.t} - \sigma_{tr}}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{com.t} + \sigma_{tr}}{2}.$$

Al calcular los valores de σ_a y σ_m, las tensiones σ_{tr} deben introducirse con el signo menos.

A continuación se determinan los factores de seguridad del cuerpo de la biela recurriendo a las ecuaciones (267) ó (269) y considerando el factor tecnológico ε_σ''.

Los factores de seguridad para el cuerpo de la biela en los motores de automóvil en la etapa de diseño, se recomienda elegirlos no menores que 2,0 . . . 2,5 para que en caso del posible agarrotamiento del pistón, al recalentarse el motor, no ocurra la rotura de la biela.

Las tensiones por flexión originadas por las fuerzas de inercia tangenciales del cuerpo, como han mostrado las pruebas, no superan el 6% de las tensiones por compresión. Debido a los pequeños valores de las primeras, así como a su desfasaje con respecto a las tensiones por compresión, aquéllas pueden no tenerse en cuenta.

El sombrerete de biela se sobrecarga en el P.M.S., al inicio de la carrera de admisión, por las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y rotativo, situadas sobre el plano divisorio de la cabeza de biela.

$$P_{t.t} = -[(m_p + m_{b.p})\, \omega^2_{v.máx} R\,(1+\lambda) + (m_{b.r} - m_s)\, \omega^2_{v.máx} R],$$

donde m_s es la masa del sombrerete; $\omega_{v.máx}$, la velocidad angular máxima del cigüeñal a marcha en vacío.

Al calcular el sombrerete se supone que:

1) los cojinetes colocados en la cabeza de biela con ajuste a presión y en el pie se deforman conjuntamente, además, los momentos flectores entre el cojinete y el sombrerete se distribuyen proporcionalmente a los momentos de inercia y a sus secciones transversales;

2) la junta es sólida y además la parte superior de la cabeza de biela se analiza como si conformara una sola pieza con el sombrerete.

Los cálculos se hacen para la sección media *II—II* (véase la fig. 272, *a*) del sombrerete y como radio de curvatura se adopta la mitad de la distancia entre los ejes de los pernos, es decir, $C/2$.

La fórmula final aproximada para el cálculo cobra la siguiente forma:

$$\sigma = P_{t.t} \left[\frac{0{,}023C}{\left(1 + \frac{I_c}{I_s}\right) W} + \frac{0{,}4}{F_s + F_c} \right],$$

donde I_s y I_c son los momentos de inercia de las secciones del sombrerete y del cojinete respectivamente; F_s y F_c, las áreas de las secciones transversales del sombrerete y del cojinete respectivamente; W, el momento de resistencia a la flexión en la sección a calcular *II—II* del sombrerete.

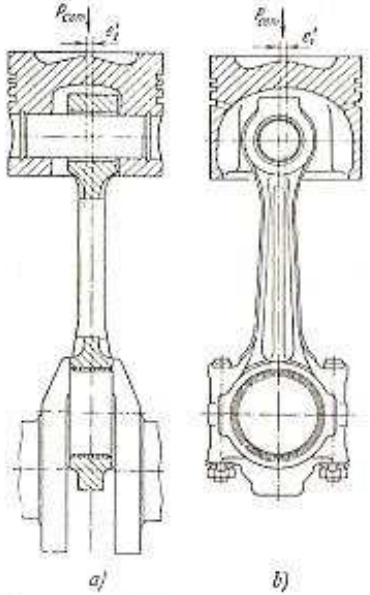


Fig. 276. Transmisión descentrada de las fuerzas a la biela
a — en el plano de movimiento; *b* — en el plano perpendicular al plano de movimiento

Los datos estadísticos nos muestran que las tensiones se encuentran entre los límites de 100 . . . 150 MN/m². Por acción de las fuerzas de inercia, cuando el motor funciona a elevada velocidad de rotación, tiene lugar la ovalización del orificio en la cabeza de biela debajo de los cojinetes, como consecuencia de lo cual la película de aceite en el cojinete puede alterarse.

Los **pernos de biela** pueden romperse a causa de:

1) un insuficiente apriete de los mismos lo que va acompañado de la abertura de la unión y de la formación de abolladuras en su superficie;

2) un excesivo ajuste de los pernos, lo que conduce a la fluencia del material con el ulterior debilitamiento del ajuste.

La rotura de los pernos puede tener también un carácter puramente de fatiga provocada por las tensiones adicionales de flexión, que aparecen debido a la insuficiente rigidez de la cabeza de biela y a la falta de paralelismo entre las superficies de apoyo de la cabeza del perno y de la tuerca. La magnitud de estas tensiones no puede tenerse en cuenta en los cálculos. De acuerdo a los datos experimentales las tensiones por flexión pueden constituir unos 25 . . . 30% de las tensiones por tracción que aparecen durante el apriete. Para disminuir las tensiones por flexión se reducen los diámetros de la cabeza del perno y de la tuerca y se utilizan apoyos esféricos.

Además de la fuerza de apriete previo P_{pr}, el perno durante el funcionamiento del motor en el P.M.S. se sobrecarga con la fuerza de inercia $P_{i.t}$, calculada por la fórmula expuesta anteriormente (véase la pág. 512). El diagrama de carga del perno se ilustra en la fig. 272, *a*.

Para que la junta no se abra, deberá cumplirse la siguiente desigualdad: $P_{pr} \geq P'_{i.t}$, donde $P'_{i.t}$ es la fuerza de inercia por perno: $P'_{i.t} = P_{i.t}/i_p$; (i_p es la cantidad de pernos).

Designemos la deformabilidad del perno por K_p, la de los tetones apretados de la biela por K_{b1} y la del sombrerete por K_{b2}. La deformabilidad de los tetones, debido a la complejidad de su configuración, resulta imposible de calcularla. Por eso se determina midiendo directamente la deformación por compresión en los modelos existentes. La deformabilidad del perno puede calcularse empleando la expresión deducida para el caso de los espárragos soportadores.

Para dos piezas intermedias apretadas el coeficiente de carga principal de la unión roscada es

$$\chi = \frac{K_{b1} + K_{b2}}{K_p + K_{b1} + K_{b2}}.$$

La relación entre la deformabilidad de los tetones y la deformabilidad de los pernos en las bielas con dos pernos de ajuste es

$$\frac{K_{b1} + K_{b2}}{K_p} = 0{,}25 \ldots 0{,}35.$$

De acuerdo a datos experimentales, para una serie de motores el coeficiente $\chi = 0{,}20 \ldots 0{,}25$. En algunos casos para diámetros ralativamente pequeños de los pernos de biela $\chi = 0{,}15$.

La fuerza de tracción del perno, para la cual se hace el cálculo, durante el funcionamiento del motor es:

$$P_p = P_{pr} + \chi P'_{i.t}.$$

Al elegir el valor de la fuerza de apriete preliminar del perno, hay que considerar que una parte de esta fuerza se gasta en crear el ajuste a presión de los cojinetes y en deformar la cabeza de biela durante el ensamble de esta última.

A base del análisis de las estructuras de las bielas modernas la fuerza de apriete preliminar se recomienda adoptarla entre los siguientes límites:

$$P_{pr} = (2 \ldots 3)\, P'_{i.t}.$$

Después de hallar las fuerzas de tracción en los pernos el cálculo se reduce a obtener las tensiones extremas y los factores de seguridad en la sección mínima y en el diámetro interior de la rosca.

Las tensiones máximas y mínimas en el perno se determinan recurriendo a las fórmulas

$$\sigma_{máx} = P_p/F_0 \quad \text{y} \quad \sigma'_{máx} = P_p/F_{0.r};$$

$$\sigma_{mín} = P_{pr}/F_0 \quad \text{y} \quad \sigma'_{mín} = P_{pr}/F_{0.r},$$

donde F_0 y $F_{0.r}$ son las áreas de la sección mínima del cuerpo del perno y de la sección correspondiente al diámetro interior de la rosca respectivamente.

Con el objeto de evitar la rotura de los pernos se disminuye la concentración de tensiones en la rosca y se eleva la rigidez de la cabeza de biela.

Una vez encontradas la amplitud y la tensión media del ciclo se calcula el factor de seguridad conforme a las fórmulas (267) y (269). Los coeficientes efectivos de las concentraciones de tensiones en los hilos de la rosca métrica figuran en la tabla 32. El factor de seguridad para el perno debe ser no menor que 2.

§ 3. Materiales para las piezas del grupo de la biela

Las bielas de los motores de carburador se fabrican de los aceros 40, 45, 45Г2, 40Х, 40ХН; las de los motores Diesel sobrealimentados con elevadas presiones de combustión—de aceros aleados 18Х2Н4МА y 40Х2Н2МА con altos límites de resistencia a la rotura y a la fluencia.

Las bielas se fabrican por forja en estampas y se someten al maquinado y a los tratamientos térmicos de normalización, temple y revenido.

En los motores de carburador se han difundido las bielas por colada de fundición maleable perlítica, así como de fundición con grafito globular. Sus principales ventajas consisten en menor costo de producción y en un empleo más efectivo del metal siendo compleja la configuración de la estructura. Con el fin de elevar la resistencia a la fatiga, las bielas se someten a un tratamiento con chorros de perdigones, dicha resistencia en este caso se acerca a la de las bielas de acero estampadas.

Para las bielas que se obtienen por colada, en calidad de material, empiezan a utilizar aleaciones de titanio con elevadas características de resistencia ($\sigma_r = 1000$ MN/m², $\sigma_f = 90$ MN/m²; $E = 114\,000$ MN/m²). Las bielas fundidas tienen menor masa y menos tendencia a la concentración de tensiones.

En la fabricación de pernos se utilizan aceros al cromo o cromo-níquel con elevadas características de resistecia mecánica (35X, 40X, 40XH). Siendo elevadas las tensiones de apriete se utilizan aceros altamente aleados 18X2H4BA, 20XH3A y 40XHMA; cuyos límites de fluencia son en 2,5 . . . 3,0 veces mayor que la de los aceros al carbono.

Para los casquillos de los pies de biela de los motores intensificados pueden utilizarse bronces al aluminio-hierro Bp AJK9—4, que tiene una elevada dureza (*HB* 110), bronces al estaño-zinc cuya dureza es de *HB* 80 . . . 90 y BpOHC4—4—2,5 (*HB* 65 . . . 75), así como bronces al estaño-fósforo (*HB* 90 . . . 120). Los bronces mencionados poseen buenas resistencias al desgaste y a las roturas por fatiga.

El aumento de la presión sobre los muñones del cigüeñal ha condicionado la necesidad de emplear aleaciones antifricción con elevada resistencia a las roturas por fatiga en comparación con las aleaciones de babbit. Esto ha permitido fabricar cojinetes bimetálicos que funcionan con fiabilidad sin aumentar considerablemente las superficies de apoyo. Para rellenar los cojinetes de las bielas se utilizan bronces al plomo Bp C30 (30% de plomo) con una dureza *HB* 30. El grosor final de la capa de este material después de maquinar el cojinete es igual a 0,3 . . . 0,7 mm.

A elevadas temperaturas del aceite, en condiciones de funcionamiento del motor, los bronces al plomo poseen mayor resistencia a la fatiga, en comparación con las aleaciones de babbit. Las desventajas de los bronces al plomo son:

1) insuficiente resistencia a la corrosión debida a la acción de los ácidos orgánicos que se forman en los aceites lubricantes;

2) peor adaptación, al compararlos con las aleaciones de babbit, en el período inicial de funcionamiento del motor y la posibilidad de aparecer raspaduras en los cojinetes en caso de insuficiente lubricación;

3) necesidad de emplear un filtrado más fino del aceite;

4) insuficiente capacidad de absorción de las partículas abrasivas.

Con el objeto de disminuir la corrosión, el bronce al plomo se recubre electrolíticamente con finas películas (cuyo grosor es de 15 . . . . . 20μm) de una aleación de plomo con estaño o de plomo con indio. Colocando una suave película de esta aleación sobre la capa de bronce al plomo se consigue una combinación de buen asentamiento con alevada resistencia a la fatiga. La presión media tolerable de estos cojinetes de tres capas (cinta de acero—bronce al plomo—capa de metal blando) es en un 20 . . . 30% mayor que la de dos capas.

Cuando se utilizan cojinetes de paredes delgadas (de dos y tres capas) de bronce al plomo es necesario aumentar la rigidez de los soportes del árbol en el cárter, del cigüeñal y de las cabezas de biela, así como introducir tolerancias más exactas en la fabricación de estas piezas. Dichas medidas están condicionadas por el asentamiento insuficiente de los cojinetes y por la posibilidad de que aparezcan rayaduras en su superficie de trabajo en las zonas donde surgen concentraciones de tensiones locales, como resultado de la variación de la forma geométrica de los muñones del árbol y del cojinete al funcionar con grandes deformaciones.

En la industria soviética y extranjera se han difundido ampliamente en los últimos años cojinetes (mono y bimetálicos) de aleaciones antifriccionarias a base de aluminio. Cuando se utilizan aleaciones de aluminio al estaño o al plomo se eleva considerablemente la resistencia al desgaste de los cojinetes. La aleación AO-20 con 20% de estaño y 80% de aluminio ha obtenido gran difusión (motores ZIL-130, GAZ-53, AZLK-412, YaMZ).

También se utilizan cojinetes trimetálicos [acero, una capa de cobre y níquel, cubierta con una película fina de aleación de plomo (tipo Durex)], así como monometálicos, de acero aplicándole una capa de aleación de aluminio (motores MeMZ).

CAPÍTULO XXIII

El cigüeñal

§ 1. Estructuras de cigüeñales

El cigüeñal trabaja sometido a fuerzas y momentos variables. Bajo la acción simultánea de las fuerzas de inercia y de presión de los gases en el cigüeñal surgen tensiones de signo variable.

La resistencia mecánica del cigüeñal queda definida por:

1) las dimensiones y formas de los elementos individuales de la manivela, o sea, los muñones (o pernos) de biela y de bancada y los brazos;

2) la influencia de factores que reducen la resistencia, es decir, la concentración de tensiones que aparecen en las curvas de acuerdo (en los lugares de transición de los muñones a los brazos), y en los bordes de los orificios de lubricación en los muñones;

3) las características de resistencia mecánica del material del árbol: el límite de fluencia, los límites de resistencia a la flexión y a la torsión de signo variable;

4) los métodos de endurecimiento que pueden ser tratamientos mecánicos, químico-térmicos y térmicos;

5) la disposición de las fibras que dependen del método de formación de las manivelas;

6) la desalineación de los apoyos de bancada (principales) del cárter y el batimiento de los muñones de bancada que dan lugar a las deformaciones clásticas del árbol y a la sobrecarga de los cojinetes con roturas posteriores por fatiga del árbol y de la capa antifricción.

Cuando se hace el primer diseño estructural del motor y se determinan las dimensiones de los elementos del cigüeñal pueden utilizarse datos estadísticos de las estructuras de motores existentes (las dimensiones relativas $d_{m.b}/D$, d_{ban}/D, $l_{m.b}/d_{m.b}$, l_{ban}/d_{ban} y otros), que son los que permiten establecer, en una primera aproximación, las dimensiones principales de la manivela.

Las dimensiones del cigüeñal de los motores en línea dependen de los siguientes factores: 1) de la cantidad de cojinetes de bancada y de biela; 2) de la estructura del bloque de cilindros (cilindros separados o bloque de cilindros, camisas húmedas o secas); 3) de la estructura de las culatas (culata común para todos los cilindros o separadas para uno, dos o tres cilindros); 4) del tipo de acoplamiento de las bielas en los motores en V (acoplamiento central, con bieletas, de dos bielas una tras otra en un mismo muñón); 5) del método de fabricación y del material del árbol (de acero estampados o colados de fundición gris), así como de los métodos para endurecerlos.

La longitud total de la manivela, así como las dimensiones de sus elementos individuales (longitud de los muñones de biela y de bancada, el espesor de los brazos) dependen, en primer lugar, de la mínima distancia entre los ejes de dos cilindros vecinos (véase la tabla 31).

En los motores de carburador de una hilera de cilindros que poseen menores presiones de combustión se utilizan fundamentalmente cigüeñales con un codo entre cada par de cojinetes y, con rara excepción, árboles con apoyos cada dos cilindros (fig. 277, *a*). La rigidez a la flexión de un árbol con apoyos cada dos o más cilindros puede ser elevada incrementando los diámetros de los muñones de biela y de bancada, reduciendo simultáneamente su longitud y aumentando el espesor de sus brazos. Estas dos últimas medidas permiten disminuir las distancias entre los apoyos. Este cigüeñal resulta más corto y por eso tiene mayor rigidez a la torsión.

Los cigüeñales de los motores Diesel rápidos, que trabajan con elevada presión de combustión, se hacen generalmente con todos los apoyos posibles, es decir, con apoyos detrás de cada cilindro o sección de dos cilindros (en los motores en V). En los motores en V los apoyos de bancada se disponen detrás de cada sección de dos cilindros, cuyas bielas se apoyan en un mismo muñón del cigüeñal. El costo de fabricación de los cigüeñales con todos los apoyos es mayor que los de apoyos cada dos o más cilindros.

Las dimensiones relativas medias de los muñones de biela y de bancada para los cigüeñales de acero, según datos estadísticos, vienen expuestas en la tabla 40. La disminución del diámetro del muñón

40. Dimensiones relativas de los muñones de biela y de bancada

Motores	$d_{m.b}/D$	$l_{m.b}/d_{m.b}$	d_{ban}/D	l_{ban}/d_{ban}
De carburador:				
—de una hilera	0,55 ... 0,68	0,45 ... 0,62	0,60 ... 0,70	0,45 ... 0,60
—en V, con las bielas una tras otra en un mismo muñón	0,55 ... 0,65	0,80 ... 1,00		
Diesel	0,56 ... 0,72	0,50 ... 0,65	0,70 ... 0,80	0,40 ... 0,60

de biela en los motores Diesel está condicionada por la tendencia a reducir las fuerzas centrífugas, que sobrecargan los cojinetes de bancada, a cuenta de las masas del muñón y de la cabeza de biela.

En los motores con carrera corta o supercuadrados, siendo elevado el traslapo de los muñones de biela y de bancada, los diámetros rela-

tivos de los muñones de biela son pequeños, ya que la elevada rigidez de la manivela se asegura con el solapado de los muñones.

Las relaciones aducidas anteriormente, para determinar las dimensiones del muñón de biela ($d_{m.b}$, $l_{m.b}$), deben asegurar, en el instante en que en el cilidro se alcanco la presión máxima de combustión (en los motores a gasolina sin sobrealimentación), la presión máxima convencional, referida a la proyección del área de apoyo del muñón de biela, no mayor de 25 . . . 30 MPa. Las presiones admisibles dependen de la composición de la aleación antifricción del cojinete de la biela.

La presión convencional referida a la proyección del área de apoyo del muñón de biela en los motores en V depende del tipo de acoplamiento de las bielas, en los motores Diesel, en los cuales las bielas se colocan una tras otra en un mismo muñón, alcanza 30 . . . 38 MPa.

Las dimensiones de los muñones de bancada se eligen tomando en consideración la obtención de la resistencia mecánica requerida, las presiones convencionales tolerables referidas a la proyección del área de apoyo y la rigidez a la torsión, pues ésta influye sobre la frecuencia de las oscilaciones naturales del sistema del cigüeñal y, por lo tanto, sobre la frecuencia de las vibraciones de resonancia del árbol.

En caso de que los muñones del cigüeñal se hagan más cortos, los cojinetes de bronce al plomo pueden trabajar fiablemente a considerables presiones máximas de combustión (hasta 50 MPa). Siendo cortos los muñones disminuye el peligro de que los bordes de los casquillos se chafen. Si el ancho de los casquillos es pequeño, deberá incrementarse el suministro de aceite hacia los cojinetes para disminuir su temperatura.

Al aumentar los diámetros relativos de los muñones de biela y de bancada, surge el «solapado de muñones» (fig. 277, *a*). Un solapado especialmente grande (magnitud A) resulta en los motores supercuadrados. En este caso, los orificios que se hacen en los muñones de biela para el aligeramiento se disponen oblicuamente. La rigidez del cigüeñal aumenta a medida que se incrementa el solapado de los muñones.

En los motores que tienen apoyos cada dos cilindros (fig. 277, *a*), los brazos intermedios, que unen dos muñones de biela, no se maquinan. Los brazos tienen formas complejas, además, se tiende a colocar su centro de gravedad lo más cerca posible del eje de rotación. Generalmente los brazos que unen los muñones de biela y de bancada se maquinan sólo parcialmente. Los contrapesos en los árboles se fabrican conjuntamente con los brazos o se enroscan en ellos.

Las formas de los brazos se hacen con mayor frecuencia de forma elíptica, que es la que asegura elevada rigidez a la flexión y torsión. El ancho de los brazos, de acuerdo a datos estadísticos, en los cigüeñales de motores de carburador varía entre los límites de (1,0 . . . . . 1,25) D. El espesor de los brazos de los cigüeñales con apoyos entre cada par de cojinetes es (0,20 . . . 0,22) D. En los motores

Diesel los brazos se hacen elípticos o redondos. El ancho del brazo elíptico es de (1,05 . . .1 ,30) D y el espesor alcanza (0,24 . . . 0,27) D. Cuando es grande el solapado de los muñones, el espesor relativo de los brazos aproximadamente es igual a 0,18 D.

Los radios de transición (curvas de acuerdo) desde los brazos hacia los muñones de bancada y de biela se hacen igual a 0,06 . . . 0,08 del diámetro del muñón, con el fin de evitar que aparezcan elevadas concentraciones de tensiones. Para incrementar la superficie de apoyo

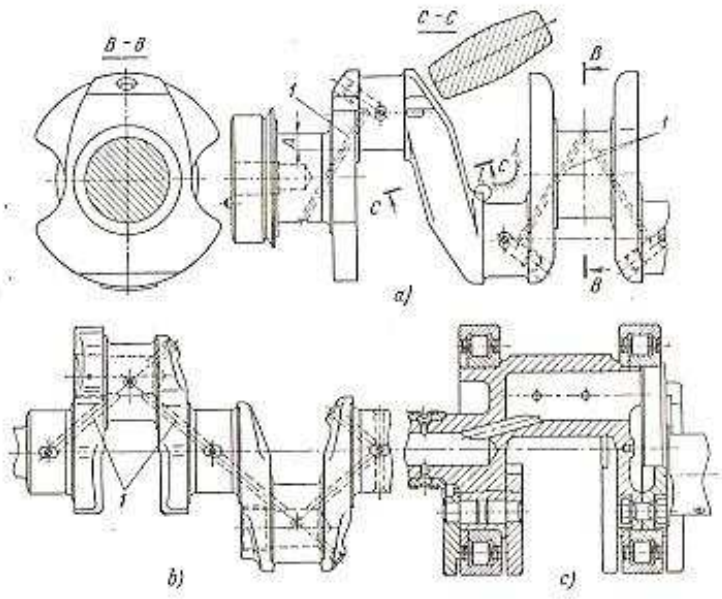


Fig. 277. Cigüeñales estampados de acero:
а — con apoyos cada dos cilindros; б — con apoyos entre cada par de cojinetes; в — compuesto

del muñón las curvas de acuerdo se hacen de dos o tres arcos conjugados con diferentes radios (detalle I, fig. 277, *a*). Las superficies frontales pulidas de la cabeza de biela pueden apoyarse durante el trabajo en los salientes anulares pulidos de los brazos, cuyo espesor es de 0,5 . . . 1 mm. Los salientes se hacen para la salida de la piedra pulidora al maquinar el árbol.

La tendencia de un cierto aumento del espesor de los brazos, con el fin de elevar la rigidez de la manivela sin aumentar correspondiente la longitud del motor, conduce a la necesidad de reducir el ancho de los cojinetes. Cabe señalar que los cojinetes aún cuando son de un

ancho relativamente pequeño, que llega a 0,25 d, funcionan en los monobloques de alta rigidez con suficiente fiabilidad.

A medida que se ha ido elevando la frecuencia de rotación del cigüeñal, en los motores multicilíndricos comenzaron a instalar contrapesos que permiten descargar los cojinetes de bancada, en este caso todos los muñones intermedios pueden tener igual longitud. Además, debe tenerse en cuenta que el cigüeñal equilibrado no es absolutamente rígido y, por efecto de su elasticidad, los momentos de las fuerzas centrífugas parcialmente se transmiten a través de sus apoyos al cárter y lo someten a la carga.

Sin embargo, el empleo de contrapesos tiene sus desventajas. El momento de inercia de las masas reducidas de la manivela con

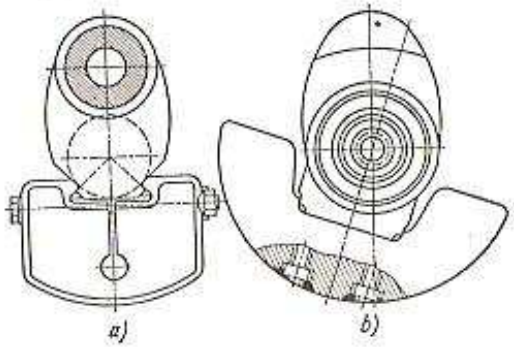


Fig. 278. Formas de fijar los contrapesos

contrapesos se eleva considerablemente, lo que conduce a la disminución de la frecuencia de las oscilaciones naturales del sistema del árbol. La masa del contrapeso alcanza el 70 . . . 80% de la masa total de las partes giratorias.

En la fig. 278 se muestran los métodos típicos de sujeción de los contrapesos. La sujeción realizada en forma de cola de milano (fig. 278, a) permite descargar de las fuerzas centrífugas los pernos de ajuste. El contrapeso tiene un corte que termina en orificio hecho para evitar las concentraciones de tensiones. En la estructura mostrada en la fig. 278, b, los pernos de sujeción se recargan adicionalmente después del ajuste solamente por las fuerzas centrífugas de la masa de los contrapesos. El ajuste de precisión con que se coloca el contrapeso en el saliente del brazo permite descargar los pernos en cuanto a las fuerzas de inercia tangenciales. Para fijar las cabezas de los pernos, éstas se sueldan a los contrapesos. La cantidad de contrapesos y el ángulo con que se colocan se elige de tal manera que se logre lo más completamente posible descargar los cojinetes siendo

mínimo el incremento de la masa del cigüeñal. El espesor del contrapeso no debe sobrepasar el grosor del brazo. Esto es necesario para que al rectificar los muñones del árbol en condiciones operacionales no haya que quitar los contrapesos.

Para la dilatación térmica libre del árbol con respecto al cárter se debe prever la posibilidad de su desplazamiento axial.

La fijación axial del cigüeñal durante su dilatación térmica con respecto al cárter se realiza con anillos y semianillos topes (véanse las figs. 245, b y c y 246, c).

En la mayoría de los motores (principalmente en los Diesel), los cojinetes axiales se colocan del lado del volante (véase la fig. 246, b y c). En este caso, durante el alargamiento térmico del árbol, las holguras en el mecanismo del embrague no varían. Este hecho provoca que el engranaje conductor del accionamiento del mecanismo de distribución de los gases, situado en el extremo delantero del cigüeñal, se desplace un poco. En algunos motores los cojinetes axiales se colocan desde el lado del accionamiento del mecanismo de distribución de los gases (véase la fig. 245, a y c) o en el cojinete de bancada intermedio. Cuando el accionamiento es por cadena, es deseable colocar el cojinete axial por el lado del extremo delantero del árbol, ya que las condiciones de trabajo de la cadena, en caso de oblicuidad, empeoran. Las holguras axiales en dichos cojinetes constituyen 0,1 . . . 0,2 mm.

El aceite hacia los muñones de bancada se suministra desde el conducto principal común *2* (véase la fig. 238, a y c) por los canales *4* y *5* en las paredes del cárter superior, por el lado de la mitad del casquillo del cojinete menos cargada. El aceite desde los muñones de bancada hacia los de biela se suministra por los canales *1* taladrados en el árbol (véase la fig. 277, a y b) o por los tubitos *1* encajados a presión (véase la fig. 281, a) para el caso de muñones huecos.

En los árboles con muñones de biela huecos, el aceite se centrifuga, depurándose complementariamente de sedimentos mecánicos que se depositan en las cavidades de los muñones en el lado opuesto al eje de rotación. Por eso el aceite para los cojinetes debe recogerse de la zona libre de depósitos, con este fin se encajan a presión los tubitos *1* (fig. 279). En los motores con elevada frecuencia de rotación, las considerables fuerzas centrífugas pueden provocar la interrupción del flujo de aceite en los canales del árbol y el cese del suministro de aceite a los cojinetes. Para eliminar este fenómeno se debe elevar la presión de aceite en el sistema.

A pesar de la existencia de cavidades internas para el centrifugado del aceite, el desgaste de los muñones de biela y de los cojinetes es mayor que los de bancada. Esto se explica por su elevada solicitación, por los regímenes de trabajo a mayores temperaturas y consiguientemente por la menor capacidad de mantener la película de aceite.

En algunas estructuras con depuración fina de todo el flujo de aceite fueron rehusadas las cavidades para el filtrado, puesto que no contribuían al incremento de la fiabilidad del subconjunto muñón-

casquillo (fig. 279, *b* y *c*). En fig. 279, *b* el canal de aceite está situado fuera de la cavidad interna.

Con el fin de absorber parcialmente la energía que se introduce al sistema del cigüeñal durante la resonancia por el momento armónico de excitación y para atenuar las vibraciones torsionales se utilizan dámperes o amortiguadores de vibraciones de torsión que se instalan

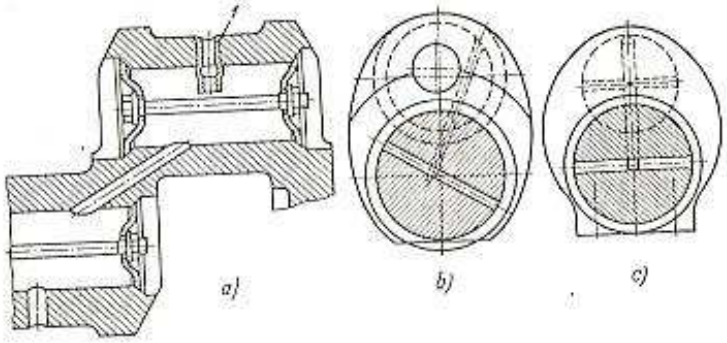


Fig. 279. Suministro de aceite al cojinete de la biela:
a — con centrifugación del aceite en los muñones de biela y de bancada; b — al muñón de biela en un punto sin centrifugación; c — en tres puntos

en el extremo delantero del árbol, donde las amplitudes de las oscilaciones son las máximas. Cuando los amortiguadores se colocan por fuera, por lo común se fijan en los cubos de las poleas de las transmisiones por correa.

En los motores para vehículos los que más se emplean son los dámperes de fricción interna y líquida.

En la fig. 280, *a* se representa un amortiguador de vibraciones torsionales, cuya corona *1* (masa inercial) está vulcanizada mediante una empaquetadura de goma al vaso de acero *3*. En los regímenes de resonancia, el trabajo del momento de excitación se gasta en deformaciones elásticas de la empaquetadura de goma. Aparecen entonces las deformaciones elásticas que «desorganizan» las oscilaciones de resonancia del cigüeñal. Debido a esto, los amortiguadores analizados se denominan a veces resonantes o dámperes dinámicos de fricción interna. El funcionamiento de estos amortiguadores se basa en la propiedad que tiene la goma en soportar grandes deformaciones con dispersión de una considerable cantidad de energía como consecuencia de la histéresis flexible. La goma posee la mayor resistencia de fricción interna entre todos los materiales utilizados en la técnica. Entre las desventajas de la goma, como elemento amortiguador, figuran la inestabilidad de las propiedades físico-mecánicas de los diferentes modelos de goma, incluso de una misma clase técnica, así como la variación de su rigidez y capacidad de absorción de energía

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE IGIUFIM

en función de la deformación y temperatura. Al aumentar las deformaciones desciende la rigidez de la goma, mientras que su capacidad de amortiguación se mantiene constante o incluso disminuye. Al calentarla disminuyen tanto la rigidez de la goma como su capacidad de amortiguación de las oscilaciones.

En la fig. 280, *b* se muestra un amortiguador de fricción seca con masas inerciales libres, consta de los discos *4* que se aprietan a los anillos de fricción *6* mediante los resortes *5*. La energía que absorbe el dámper depende del momento de inercia de los discos y del momento de fricción entre los elementos del amortiguador. Siendo pequeño el momento de fricción, el dámper no absorberá suficiente cantidad de energía, mientras que cuando el momento de fricción sobrepasa el momento inercial de los discos, no se produce ninguna absorción de energía, ya que los discos no se desplazan con respecto al buje *7*, sujetado en el extremo delantero del árbol. Al calcular el amortiguador de fricción seca, es necesario elegir la relación óptima entre el momento inercial de los discos *4* y el momento de fricción.

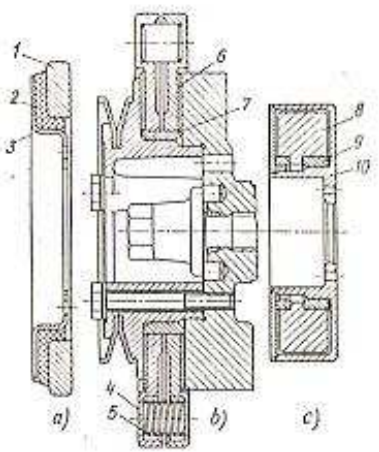


Fig. 280. Amortiguadores de las vibraciones de torsión

Ultimamente se ha difundido el amortiguador de rozamiento viscoso con la masa inercial libre *8* (fig. 280, *c*). El casquillo de apoyo *9* de la masa libre se coloca con una pequeña holgura sobre el saliente del cuerpo *10* herméticamente cerrado. El espacio entre la masa y las paredes del cuerpo está lleno de siliconas (polimetilsiloxano) de alta viscosidad. Este líquido se emplea porque su viscosidad varía insignificantemente con la temperatura.

En los motores Diesel de más de cuatro cilindros con largos cigüeñales, el mecanismo de accionamiento frecuentemente se dispone en el extremo del volante, cerca del nodo de las vibraciones torsionales, lo que asegura un trabajo más tranquilo y fiable del mecanismo en condiciones de pequeñas amplitudes de las vibraciones torsionales, al pasar por la frecuencia resonante de la rotación.

El extremo posterior del cigüeñal comúnmente tiene una brida para instalar en ella el volante. Cuando el accionamiento del mecanismo de distribución de los gases se dispone en la parte posterior, el volante puede colocarse directamente en el extremo grueso del árbol (véase la fig. 246, *c*).

Si se requiere elevar la rigidez de la estructura, puede utilizarse el cárter tipo túnel en combinación con un cigüeñal compuesto, que posee cojinetes de rodillos en calidad de apoyos de bancada. Al instalar cojinetes de rodillos la estructura de los apoyos de bancada resulta lo suficiente segura y los plazos entre reparaciones, en este caso, son no menores que para las estructuras con cojinetes de deslizamiento. En la fig. 277, *c* se ha representado un cigüeñal compuesto

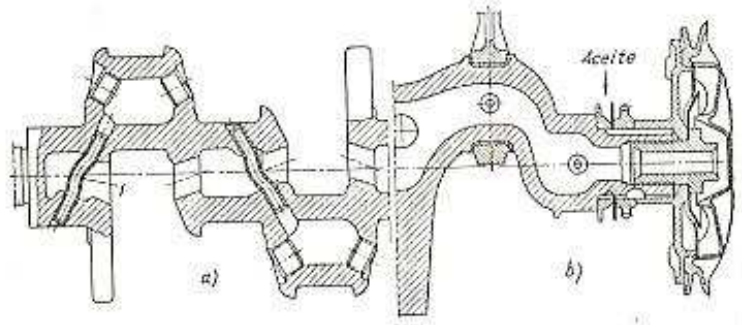


Fig. 281. Cigüeñales fundidos

fundido. La adaptación de los brazos de la manivela con el muñón de bancada permite aumentar la longitud del muñón de biela siendo corta la manivela. A semejantes cigüeñales conviene utilizarlos en los motores en V.

Al instalar cojinetes de rodadura, se obtienen las siguientes ventajas: reducidas pérdidas por fricción y pequeñas resistencias cuando se hace girar el árbol durante la puesta en marcha del motor.

En los últimos años se han utilizado ampliamente cigüeñales enterizos fundidos (fig. 281, *a* y *b*) que se colocan en los motores tanto de carburador como Diesel.

Los cigüeñales de fundición poseen menor resistencia mecánica (especialmente a la flexión) que los estampados de acero. Por eso en ellos se deben aumentar los diámetros de los muñones de biela y de bancada, así como el espesor de los brazos y los radios de las curvas de acuerdo. Para disminuir las tensiones de flexión los cigüeñales de fundición se hacen con todos los apoyos posibles. Sus muñones tienen elevada resistencia al desgaste, lo que permite utilizar cojinetes de bronce al plomo con elevada presión convencional.

Los cigüeñales de fundición tienen las siguientes ventajas:

1) menor gasto de metal en comparación a los cigüeñales estampados; la cantidad de metal arrancado durante el maquinado del árbol colado es considerablemente menor, reduciéndose simultáneamente el número de operaciones en el maquinado por corte;

2) la posibilidad de obtener las formas óptimas (en cuanto a la distribución y a la resistencia por fatiga) de los elementos separados

del cigüeñal, por ejemplo de las cavidades internas de los muñones de biela y de bancada. Estas cavidades se hacen en forma de tonel, mientras que los brazos se hacen con bolsillos de descarga. Como resultado de esto en los cigüeñales colados surgen menores concentraciones de tensiones y por lo tanto ellos poseen mayor resistencia a la fatiga. Aunque el hierro fundido tiene menor resistencia mecánica, en los cigüeñales colados se toleran elevadas amplitudes de las tensiones de flexión y torsión (90...100 MN/m²). La masa del cigüeñal de fundición, una vez mecanizado, en las estructuras actuales es en unos 10...15% menor que la del forjado correspondiente.

El análisis efectuado calculando un cigüeñal plano para un motor Diesel de cuatro cilindros ha mostrado que los árboles de fundición y de acero con manivelas entre cada par de cojinetes, manteniendo invariables los diámetros de los muñones de bancada ($d_{ban}/D = 0{,}8$), pueden resultar equirresistentes si:

1) se incrementa el diámetro relativo $d_{m.b}/D$ del muñón de biela del cigüeñal de fundición desde 0,65 hasta 0,70 (aproximadamente en 8%), manteniendo constantes las demás dimensiones de la manivela;

2) se aumenta el espesor relativo de los brazos del cigüeñal de fundición h/D desde 0,20 hasta 0,22 con la correspondiente disminución de la longitud relativa de los muñones de bancada $l/_{ban}/d_{ban}$ desde 0,61 hasta 0,56.

Para cigüeñales de fundición los factores mínimos de seguridad de los muñones de biela en la sección donde pasan los canales de aceite deben fluctuar entre los límites de 3,3...3,5 y para los brazos en la zona de las curvas de acuerdo serán ser iguales a 3,5 y 4,0.

Para los valores indicados de los factores de seguridad no se han observado roturas de cigüeñales en condiciones operacionales. La fiabilidad que tienen los cigüeñales de fundición, siendo sus factores de seguridad relativamente pequeños, se explica por la menor sensibilidad del hierro fundido hacia la concentración de tensiones, por la distribución de las tensiones más uniforme en todo el volumen y por sus elevadas propiedades de amortiguación.

§ 2. Cálculo de la resistencia mecánica del cigüeñal

El cigüeñal está solicitado por las fuerzas externas y momentos de las fuerzas de presión de los gases y de inercia de las masas en movimiento que son funciones periódicas del ángulo de rotación de la manivela. Simultáneamente en el árbol pueden aparecer tensiones originadas por las vibraciones torsionales y flectoras.

La súbita variación de las secciones transversales y de la dirección de los elementos individuales de la manivela así como el carácter que tiene la distribución de las fuerzas actuantes conducen a una irregular distribución de las tensiones a lo largo del árbol y en sus secciones transversales. La irregularidad de las tensiones se refuerza por la

concentración de tensiones en los radios de transición de los brazos y en los bordes de los orificios de aceite de los muñones del árbol. Ante este hecho las tensiones reales pueden sobrepasar considerablemente los valores nominales, calculados por las fórmulas de Resistencia de Materiales.

Las tensiones nominales en los cigüeñales de acero modernos no sobrepasan el 20% para la flexión y el 15% para la torsión de los límites de resistencia estructural respectivos, lo que significa que el metal se aprovecha con poca eficacia.

Al calcular los cigüeñales, los valores de las tensiones nominales normales resultan bajos y no permiten evaluar correctamente el estado tensional de sus elementos. Por eso, además de determinar las tensiones nominales es indispensable calcular el árbol a la fatiga, tomando en consideración las concentraciones de tensiones que aparecen, así como hallar los factores de seguridad en los regímenes característicos de trabajo del motor.

En los métodos existentes de cálculo no se consideran las deformaciones del cárter, la retracción flexible de los apoyos del árbol, el desalineamiento de algunos cojinetes y el desgaste de los muñones de bancada que surgen durante la explotación.

En la actualidad el esquema de cálculo adoptado por todos es aquel en que se examina la unidad de manivelas del cigüeñal, trabajando bajo condiciones de máxima amplitud de las fuerzas y momentos de flexión y de torsión de signo variable.

Los cálculos comparativos cumplidos siguiendo el esquema de la viga continua de apoyos múltiples y de la viga partida para una unidad de manivela han mostrado que los factores de seguridad de los muñones de bancada resultan en ambos casos casi idénticos. Los factores de seguridad de los muñones de biela aplicando el segundo esquema resultan en un 5...10% menores, para los brazos extremos es en el 30...40% menores. Conociendo los límites aproximados de las desviaciones de los factores de seguridad, se puede, al pasar del esquema enterizo al dividido, calcular el cigüeñal con la suficiente precisión recurriendo a este último esquema.

La estadística de fallas ha mostrado que el cigüeñal generalmente se rompe por fatiga a causa de las tensiones variables de flexión y torsión. La rotura de los elementos individuales de la manivela comienza en los lugares de concentración de tensiones: en los bordes de los orificios de aceite de los muñones de bancada y de biela o en los radios de transición desde los muñones hacia los brazos (en las curvas de acuerdo). La rotura por fatiga del muñón del árbol, debido a las tensiones variables de torsión, empieza en la superficie del muñón donde se forma una fisura en espiral, que va desde los bordes del orificio de aceite en dirección a los brazos. La rotura por fatiga del brazo, como consecuencia de las tensiones variables de flexión, compresión-tracción y torsión, empieza en el centro del mismo, en la sección del radio de transición, es decir, en el lugar de la máxima concentración de tensiones.

La fiabilidad de los cigüeñales depende mucho de factores que es difícil tenerlos en cuenta y en primer término de la no axialidad de los apoyos y del batimiento de los muñones principales.

La desalineación de los apoyos se debe a la inexactitud de la fabricación, a las deformaciones plásticas del monobloque y a los desgastes de los muñones del árbol y de la aleación antifricción de los cojinetes. La práctica ha mostrado que para una desalineación de 0,1...0,15 mm los factores de seguridad en los cigüeñales de motores para vehículos se reducen en el 50...70%.

Conceptos fundamentales sobre las vibraciones de torsión del cigüeñal. Sobre cada muñón de biela de un árbol con manivelas múltiples actúan los periódicamente variables momentos torsores indicados, desfasados en correspondencia con el orden de trabajo de los cilindros y con los ángulos a que están dispuestas las manivelas. Como consecuencia, los momentos torsores aplicados a los muñones vecinos, para un mismo instante, serán diferentes. Por eso, en distintos sectores de un árbol flexible, situados entre los planos de acción de los momentos torsores mencionados, aparecen deformaciones torsionales con ángulos desiguales de torsión. Estos ángulos se determinan como la diferencia entre los ángulos de las desviaciones de dos masas vecinas, constituidas por la masa de la manivela m_m, una parte de la masa de la biela $m_{b.r}$ y la masa con movimiento alternativo m_t, que se sustituye por una masa giratoria equivalente. De esta manera, en el árbol flexible todas las masas giratorias recorren diferentes ángulos durante un intervalo igual de tiempo y, consiguientemente, se mueven con diferentes velocidades angulares. Por efecto de la rotación irregular, en los muñones de biela aparecen momentos inerciales originados por las fuerzas tangenciales de inercia de las masas mencionadas, mientras que en los elementos de la manivela (en los sectores entre las masas vecinas) surgen momentos elásticos M_y. Las oscilaciones periódicas de las masas que aparecen en este caso, para las cuales los sectores del árbol entre las masas adyecentes se tuercen uno respecto al otro, se denominan *vibraciones de torsión*.

El cigüeñal realiza oscilaciones forzadas con la frecuencia del momento excitante, bajo la acción de los momentos torsores indicados, aplicados a los muñones de biela.

Este momento torsor indicado es una curva compleja que puede examinarse como resultado de la suma de los momentos sinusoidales (armónicas) con diferentes fases, frecuencias y amplitudes. La acción conjunta de estos momentos armónicos es igual a la acción sobre dicho muñón del momento indicado total. Por esta razón, las vibraciones forzadas del sistema del árbol se determinan como la suma de las oscilaciones armónicas. Aquí el número de orden k para cualquier armónica se denomina al número de sus períodos que caben en un período de la oscilación inicial.

En un árbol de manivelas múltiples la cantidad de masas oscilantes es igual a la cantidad de manivelas más la masa del volante. Si

24—01591

orificio de aceite, situado generalmente en el centro del cojinete de la bancada. Cuando se calcula esta sección, aplicando el esquema de una unidad de manivela, el momento de flexión es nulo, además en la

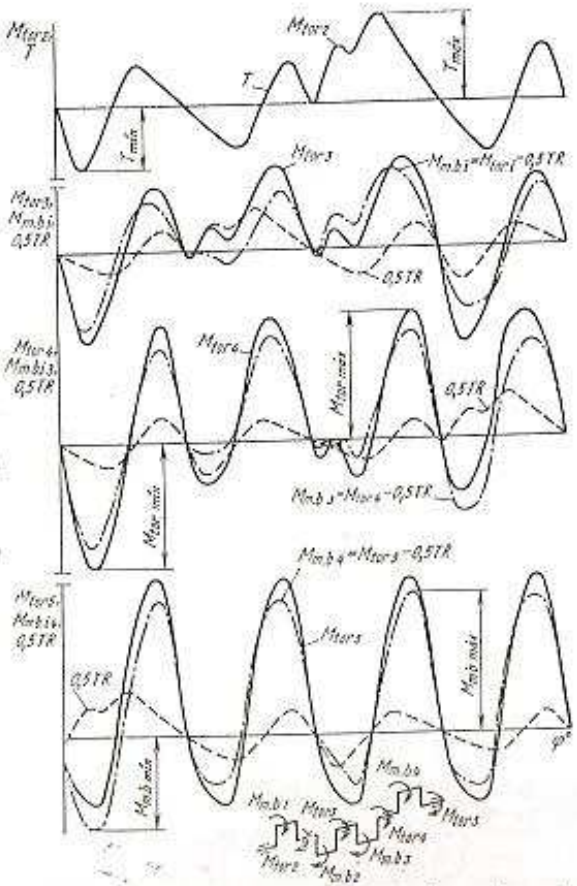


Fig. 284. Curvas de los momentos acumulados en los muñones de bancada y de biela de un motor de carburador de cuatro tiempos y cuatro cilindros cuyo orden de funcionamiento es *1—3—4—2*

sección del radio de transición del muñón corto no es grande (el brazo de palanca es igual a 0,5 l_{ban}). Los máximos y mínimos valores de los momentos torsores $M_{tor.\,i}$ se determinan recurriendo a las curvas de los momentos acumulados, un ejemplo de construcción de las cuales para un motor de cuatro cilindros se muestra en la fig. 284.

Si se requiere obtener una solución analítica, se confecciona la tabla (cuadro 1) de los momentos acumulados $M_{tor.\,i}$ que se transmiten sucesivamente a cada uno de los muñones de bancada, comenzando por el primer cilindro. Al confeccionar la tabla, los ángulos de giro de la manivela se cuentan desde el primer cilindro. El diagrama de los momentos acumulados se construye desde el primer cilindro

Cuadro 1

Tabla de los momentos acumulados que se transmiten a los muñones de bancada

φ_1	$M_{tor.5}$	$M_{tor.3}$	$M_{tor.4}$	$M_{tor.5}$	$M_{tor.6}$

siguiendo la dirección de entrega de potencia, considerando el orden de trabajo de cada uno de los cilindros y el ángulo de desplazamiento de las manivelas. Según los datos de la tabla (cuadro 1) o de los diagramas de los momentos acumulados se determina la máxima amplitud del ciclo de torsión alterna.

Las tensiones tangenciales máximas y mínimas de un ciclo alterno se calculan por las fórmulas

$$\tau_{máx} = \frac{M_{tor.\,i.\,máx}}{W_{\tau\,tor}} \quad \text{y} \quad \tau_{min} = \frac{M_{tor.\,i.min}}{W_{\tau\,tor}},$$

donde $W_{\tau\,tor}$ es el momento resistente del muñón a la torsión:

$$W_{\tau\,tor} = \frac{\pi}{16} d_{ban}^3 [1 - (\delta_{ban}/d_{ban})^4].$$

Conociendo las tensiones máximas y mínimas del ciclo se puede determinar la amplitud de las tensiones τ_a y la tensión media τ_m.

El factor de seguridad del muñón de bancada se halla aplicando la fórmula (268).

El coeficiente efectivo de concentración de tensiones en los bordes de los orificios de lubricación para la flexión y torsión depende poco, según datos experimentales, del diámetro del árbol. En este caso se adopta que

$$K_\sigma/(\varepsilon_\sigma' \varepsilon_\sigma'') \approx K_\tau/(\varepsilon_\tau' \varepsilon_\tau'') \approx 2{,}5.$$

Los factores de seguridad de los muñones de bancada deben ser no menores de 3...4. Los valores absolutos de los factores de seguridad resultan considerables debido a los gruesos diámetros de los muñones de bancada, elegidos también bajo la condición de asegurar una elevada rigidez y presiones convencionales admisibles. En los motores Diesel los factores de seguridad de los muñones de bancada llegan a 4...5.

Muñones de biela. Estos muñones están sometidos a la flexión y torsión simultáneamente. Los máximos valores de los momentos de flexión y torsión no coinciden en tiempo. El estado tensional del muñón de biela se caracteriza por los factores de seguridad a la flexión y torsión, que se determinan independientemente uno del otro, así como por el factor de seguridad común.

Para efectuar el cálculo del muñón de biela, las fuerzas Z, T, $(R_{cq_c})_{máx}$ y $(R_{cq_c})_{mín}$ se determinan del diagrama (véanse las figs. 218, 223), mientras que el momento torsor $M_{m.b.t}$ se obtiene del diagrama de los momentos acumulados (véase la fig. 284).

Para comodidad del cálculo analítico se confecciona la tabla (cuadro 2), de la cual se determinan los valores extremos de las fuerzas

Cuadro 2

Tabla para determinar los valores de las fuerzas Z y T en un motor de cuatro tiempos y seis codos

φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	Z	T

normales Z y tangenciales T, que actúan en los diferentes muñones de biela. La diferencia de los ángulos $\varphi_2 - \varphi_1$, $\varphi_3 - \varphi_1$, etc. muestran el desplazamiento de los procesos en los cilindros individuales en relación a la primera manivela.

En el plano de la manivela el muñón de biela se flexiona por el momento (fig. 282)

$$M_z = 0{,}5\ R_c l + (Z_{R\ br} - Z_{R\ cp})\ (0{,}5l - a). \qquad (282)$$

La expresión (282) es válida si se cumple la condición de que los centros de gravedad del brazo y del contrapeso se encuentren en la línea del eje del brazo.

La reacción de los apoyos en el plano de la manivela siendo simétrico el codo

$$R_c = \frac{Z}{2} - \frac{Z_{Rb} + Z_{R\ m.b} + 2Z_{R\ br} - 2Z_{R\ cp}}{2}$$

o

$$R_c = (Z - Z_R)/2,$$

donde Z es la fuerza normal que actúa en el plano de la manivela y se debe a la fuerza de presión de los gases y a las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo; $Z_{R\ b}$, la fuerza centrífuga de la masa de la biela referida a la manivela; $Z_{R\ m.b}$, $Z_{R\ br}$ y $Z_{R\ cp}$, las

fuerzas centrífugas del muñón de biela, brazo y contrapeso respectivamente.

El segundo sumando en la ecuación es igual a la mitad de la fuerza centrífuga sumaria de todas las masas giratorias reducidas al eje del muñón de biela, es decir, al radio de la manivela:

$$Z_R = Z_{R\ b} + Z_{R\ c} - 2Z_{R\ cp} = (m_{b.c} + m_M - 2m_{cp})\ R\omega^2,$$

donde $Z_{R\ c} = Z_{R\ m.b} + 2Z_{R\ br}$; $m_M = m_{m.b} + 2m_{br.\ R}$.

Para comodidad de los cálculos la ecuación (282), después de sustituir en ella los valores de R_c, puede escribirse de la siguiente manera:

$$M_z = (Z - P_c)\frac{l}{4},$$

donde P_c es la fuerza centrífuga; para el esquema de cálculo (véase la fig. 282)

$$P_c = Z_{R\ b} + Z_{R\ m.b} + 4\frac{a}{b}(Z_{R\ br} - Z_{R\ cp}).$$

El momento que flexiona el muñón de biela en el plano perpendicular al plano de la manivela, para $R_T = 0{,}5\ T$, es:

$$M_T = 0{,}25\ Tl.$$

El momento de flexión resultante es

$$M_f = \sqrt{M_z^2 + M_T^2}$$

y el plano en que actúa, varía al girar el cigüeñal.

La concentración de tensiones aparece en los bordes del orificio de aceite, que en diferentes estructuras puede formar distintos ángulos φ_0 con respecto al eje de la manivela (véase la fig. 283).

El momento de flexión que actúa en el plano que corta el eje del orificio de aceite es,

$$M_{\varphi_0} = M_z \cos\varphi_0 - M_T \operatorname{sen}\varphi_0. \qquad (283)$$

Para $\varphi_0 = 0$ la expresión (283) se simplifica y adquiere la forma

$$M_{\varphi_0} = M_z,$$

y siendo $\varphi_0 = 90°$

$$M_{\varphi_0} = -M_T.$$

El momento positivo M_{φ_0} origina la compresión de los bordes de los orificios, y el momento negativo, la tracción.

Los valores extremos del momento de flexión M_{φ_0} en el plano del eje del orificio para la lubricación pueden ser hallados con ayuda del diagrama polar de carga sobre el muñón de biela (véase la fig. 223). Cuando hay contrapesos y carga sobre la manivela, como se muestra en la figura 282, el polo O_c (véase la fig. 223) deberá distar del polo O del diagrama un segmento proporcional a la fuerza centrífuga P_c. Si no hay contrapesos y la manivela está sometida a una fuerza con-

centrada, aplicada en el punto central del muñón de biela, entonces el polo O_c se desplaza a una distancia proporcional a la suma de las fuerzas $Z_{R\,b} + Z_{R\,c}$. Los valores extremos del momento resultan

$$M_{\varphi_2\,máx} = (R_{c\,\varphi_2})_{máx}\,\frac{l}{4}$$

y

$$M_{\varphi_2\,mín} = (R_{c\,\varphi_2})_{mín}\,\frac{l}{4}.$$

En caso de determinar analíticamente los valores extremos del momento de flexión M_{φ_2} se confecciona una tabla (cuadro 3).

Los valores de los momentos $M_{\varphi_2\,máx}$ y $M_{\varphi_2\,mín}$ para un motor en línea varían dentro de estrechos límites de los ángulos de rotación

Cuadro 3

Tabla para determinar los valores extremos del momento de flexión en el plano del eje del orificio de lubricación

φ_2	Z	$Z-P_c$	M_z	$M_z \cos\varphi_2$	T	R_T	M_T	$M_T \operatorname{sen}\varphi_2$	M_{φ_2}

del cigüeñal. Por eso, el cuadro 3 se hace solamente para un limitado número de valores de ángulos ($\varphi = 0$; 30; 375; 390; 405; 690; 705°).

Los valores hallados para los momentos máximo $M_{\varphi_2\,máx}$ y mínimo $M_{\varphi_2\,mín}$ permiten calcular los valores extremos de las tensiones del ciclo alterno y establecer el factor de seguridad a la flexión para el muñón de biela más peligroso en la sección del orificio de lubricación.

Las tensiones de flexión máximas y mínimas de un ciclo alterno se determinan por las fórmulas

$$\sigma_{máx} = \frac{M_{\varphi_2\,máx}}{W_{\sigma\,m.b}} \quad \text{y} \quad \sigma_{mín} = \frac{M_{\varphi_2\,mín}}{W_{\sigma\,m.b}},$$

donde $W_{\sigma m.b}$ es el momento resistente a la flexión del muñón de biela;

$$W_{\sigma\,m.b} = \frac{\pi}{32}\,d^3_{m.\,b}\left[1 - \left(\frac{\delta_{m.b}}{d_{m.b}}\right)^4\right].$$

El factor de seguridad a la flexión del muñón de biela n_σ se calcula por la fórmula (267) después de determinar la amplitud de la tensión y la tensión media.

La torsión del i — éstimo muñón de biela se realiza por el momento

$$M_{m.b.i} = M_{tor.i} + R_T\,R = M_{tor.i+1} - R_T\,R,$$

donde $R_T = 0{,}5\ T$.

Para obtener los momentos de torsión máximo y mínimo se construyen las curvas $M_{m.b.i} = f(\varphi)$ para todos los muñones de biela (véase la fig. 284) o la tabla auxiliar (cuadro 4) sobre la base de los

Cuadro 4

Tabla para determinar los momentos de torsión que actúan en los muñones de biela

φ_2	$M_{tor.\,2}$	$-0.5\ TR$	$M_{m.\,b1}$	$M_{tor.\,3}$	$-0.5\ TR$	$M_{m.\,b.\,2}$	etc.

datos iniciales, tomados de las tres tablas anteriores, en orden sucesivo para todas las manivelas y se encuentra el muñón más cargado del cigüeñal.

Se hallan los valores extremos de las tensiones de corte del ciclo alterno aplicando las fórmulas

$$\tau_{máx} = \frac{M_{m.\,b.\,i\,máx}}{W_{\tau\,m.b}} \quad \text{y} \quad \tau_{mín} = \frac{M_{m.b.\,i\,.mín}}{W_{\tau\,m.b}},$$

donde $W_{\tau m.b}$ es el momento resistente a la torsión de la sección transversal del muñón; $W_{\tau m.b} = 2\,W_{\sigma m.b}$. Después se calcula la amplitud τ_a, la tensión media τ_m y el factor de seguridad n_τ recurriendo a la fórmula (268). Al determinar n_τ se asume que

$$K_\sigma/\varepsilon'_\sigma\varepsilon''_\sigma = K_\tau/\varepsilon'_\tau\varepsilon''_\tau \approx 2{,}5.$$

Los factores de seguridad de los muñones de bancada de acero deben ser no menores que 2,5...3,0 (2,2...2,7 en caso de sobrealimentación). Los valores mínimos de los factores de seguridad para los muñones de biela son menores que en los muñones de bancada, debido a que los primeros tienen menores diámetros, así como a la influencia que ejerce la tensión de flexión. El aumento del diámetro del munón de biela está limitado por el crecimiento de las masas giratorias.

Brazos. Los brazos del cigüeñal están sometidos a la flexión, tracción-compresión y torsión variables. Los factores de seguridad se determinan en los lugares de transición entre el brazo y los muñones—en las curvas de acuerdo.

El momento que flexiona el brazo en el plano de la manivela (véase la fig. 282) es

$$M_{br} = R_c a$$

o después de sustituir R_c

$$M_{br} = \frac{Z - Z_R}{2}\,a.$$

La compresión o tracción del brazo en la sección $I - I$ se efectúa por la fuerza

$$P_{br} = \frac{Z - (Z_{Rb} + Z_{Rc})}{2},$$

La tensión normal total de flexión y de compresión-tracción es

$$\sigma_\Sigma = \frac{M_{br}}{W_{\sigma\,br}} + \frac{P_{br}}{f_{br}}, \qquad (284)$$

donde $W_{\sigma br}$ es el momento resistente a la flexión del brazo; $W_{\sigma br} = bh^2/6$ (véanse las notaciones en la fig. 283); f_{br}, el área de la sección del brazo que se considera para el cálculo; $f_{br} = bh$.

El ancho del brazo b se adopta el correspondiente a la sección del radio de transición del muñón de biela. Después de introducir los valores del momento de flexión M_{br} y de la fuerza P_{br} en la fórmula (284), obtenemos

$$\sigma_\Sigma = \frac{Z - Z_R}{2} \frac{a}{W_{\sigma\,br}} + \frac{Z - (Z_{Rb} + Z_{Rc})}{2} \frac{1}{f_{br}}.$$

Si se tiene en cuenta la constancia de todas las fuerzas centrífugas de la manivela para el régimen dado de velocidad, entonces las tensiones máximas y mínimas del ciclo alterno pueden expresarse así:

$$\sigma_{\Sigma\,máx} = \frac{Z_{máx} - Z_R}{2} \frac{a}{W_{\sigma\,br}} + \frac{Z_{máx} - (Z_{Rb} + Z_{Rc})}{2} \frac{1}{f_{br}}$$

y

$$\sigma_{\Sigma\,mín} = \frac{Z_{mín} - Z_R}{2} \frac{a}{W_{\sigma\,br}} + \frac{Z_{mín} - (Z_{Rb} + Z_{Rc})}{2} \frac{1}{f_{br}}.$$

Después de hallar σ_a y σ_m por la fórmula (267) se determina el factor de seguridad del brazo n_σ.

La amplitud de la variación de las tensiones en el brazo es

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\Sigma\,máx} - \sigma_{\Sigma\,mín}}{2} = \frac{Z_{máx} - Z_{mín}}{2} \left(\frac{a}{W_{\sigma\,br}} + \frac{1}{f_{br}} \right)$$

y no depende de las fuerzas de inercia de las masas giratorias.

El coeficiente efectivo de concentración de tensiones en el radio de transición, en caso de flexión del brazo en el plano de la manivela, depende de la relación entre el radio mencionado y el espesor del brazo ρ/h y del solapado entre los muñones de biela y de bancada, así como de la relación entre el diámetro de las cavidades internas de los muñones y su diámetro exterior ($\delta_{m.b}/d_{m.b}$ y δ_{ban}/d_{ban}).

A continuación se expone la variación de la función $K_\sigma/\varepsilon'_\sigma = f(\rho/h)$, obtenida por vía experimental:

ρ/h	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
$K_\sigma/\varepsilon'_\sigma$	3,7	2,9	2,5	2,2	2,0

La flexión del brazo en el plano perpendicular al codo, especialmente siendo los brazos elípticos y circulares, origina tensiones considerablemente menores a las tensiones obtenidas por la flexión en el plano de la manivela, por eso se determinan por lo común sólo a título de comprobación. En este caso el momento de flexión

$$M_{f\perp} = M_{tor.i} + R_T\, c = M_{tor.i} + 0{,}5\, Tc$$

y la tensión

$$\sigma_{f\perp} = M_{f\perp}/W_{\sigma f\perp},$$

donde c es la distancia desde la sección analizada $I - I$ (vease la fig. 282) hasta el eje del árbol; $W_{\sigma br\perp}$ es el momento resistente de esta sección; $W_{\sigma br\perp} = hb^2/6$.

Al haber vibraciones torsionales a la tensión $\sigma_{f\perp}$ se agrega el valor de la amplitud

$$\sigma_{at} = M_t/W_{\sigma br\perp}.$$

La torsión del brazo se realiza por acción del momento

$$M_{t.br} = R_T\, a.$$

Los valores máximos y mínimos de la fuerza tangencial se obtienen del diagrama (fig. 284) o de la tabla (cuadro 2). Posteriormente se calculan las tensiones

$$\tau_{br.\,máx} = \frac{M_{t.br.\,máx}}{W_{\tau\,br}} \quad \text{y} \quad \tau_{br.\,mín} = \frac{M_{t.br.\,mín}}{W_{\tau\,br}},$$

donde $W_{\tau br}$ es el momento resistente a la torsión de una sección transversal rectangular; $W_{\tau br} = \mu bh^2$.

El coeficiente μ se elige en función de la relación entre el ancho de la sección a calcular del brazo b y su espesor h:

b/h	1	1,5	1,75	2,00	2,50	3,00	4,00	10,00
μ	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Después de hallar τ_a y τ_m se determina el factor de seguridad a la torsión del brazo según la fórmula (268).

Para la sección del radio de transición se asume que la relación $K_\tau/\varepsilon'_\tau \approx 2$.

Los factores de seguridad para la torsión en los árboles con brazos redondos o elípticos resultan más elevados, por eso la influencia que ejercen sobre el factor de seguridad total n_σ es pequeña. El valor de n_σ para la torsión y flexión se calcula a base de la fórmula (véase la pág. 434).

Los márgenes de seguridad de los brazos, si se parte de la condición de su equirresistencia con los muñones de biela, deben ser no menores de 2,5...3,0.

Los cálculos han mostrado que la mínima resistencia mecánica de los brazos resulta cuando la carrera del pistón $S = d_{m.b} + d_{ban}$. En este caso no hay solapado de muñones y sus generatrices se encuentran sobre una misma recta. Las concentraciones de tensiones en los radios de transición, tanto del lado del muñón de biela como del

muñón de bancada, surgen en un cinturón del brazo, pero en sus diferentes lados. En este caso, se puede elevar la resistencia estructural del árbol ya sea incrementando la carrera del pistón y alargando el brazo, o bien disminuyendo la carrera del pistón y creando el solapado de los muñones.

En vista de que la manivela opera en condiciones de tensión compleja, la tensión normal combinada puede calcularse recurriendo a la fórmula de la segunda teoría de resistencia mecánica:

$$\sigma_{com} = 0{,}35\sigma_{máx} + 0{,}65\sqrt{\sigma^2_{máx} + 4\tau^2},$$

y la máxima tensión de corte compleja puede hallarse sobre la base de la tercera teoría de resistencia:

$$\tau_{com} = 0{,}5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2_{máx}},$$

donde τ y σ son las tensiones que aparecen respectivamente a $\sigma_{máx}$ y $\tau_{máx}$.

Como resultado de la utilización de muñones huecos, el campo de las tensiones máximas se desplaza con relación al plano de la manivela aproximadamente en 22° para $\sigma_{máx}$, en 35° para $\tau_{máx}$ y en 25° para σ_{com}.

Al evaluar el estado tensional de cada uno de los elementos de la manivela ateniéndose no a sus márgenes de seguridad, sino a las tensiones tolerables, como valores para éstas pueden adoptarse las tensiones máximas del ciclo alterno $\sigma_{máx}$ y $\tau_{máx}$.

En la tabla 41 se muestran los valores tolerables de las tensiones complejas en los elementos de las manivelas fabricadas de diferentes materiales. Una gran infuencia sobre la resistencia cíclica del cigüeñal ejerce la desalineación de los apoyos de bancada, que surge por

41. Valores tolerables de las tensiones en los elementos de las manivelas, fabricados de materiales diversos, en MN/m²

Elemento	Hierro fundido modificado	Acero	
		al carbono	aleado
Muñón de bancada	35...50	60...90	80...110
Muñón de biela	40...60	80...110	90...140
Brazo	50...90	110...160	150...220

efecto de la violación de las tolerancias durante la fabricación, de los torcimientos en el ensamble, del alabeado del cárter durante la explotación y de los desgastos de los muñones y cojinetes.

Cálculo de un cigüeñal con dos cilindros entre los apoyos de bancada. Muñones de bancada. Los muñones de un cigüeñal con apoyos cada dos cilindros (fig. 285) se calculan a partir del valor que tengan los momentos acumulados, siguiendo el mismo método empleado

para los muñones de un cigüeñal con un codo entre cada par de cojinetes.

Para el cálculo de los muñones de biela y de los brazos se determinan las reacciones en los apoyos, así como los momentos de torsión

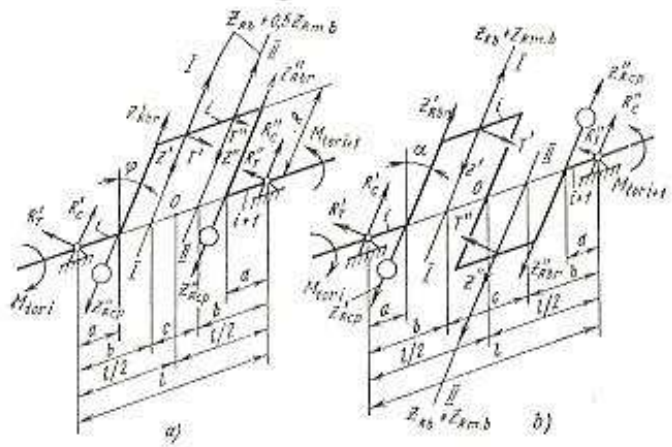


Fig. 285. Esquemas para calcular cigüeñales con dos cilindros entre cada dos cojinetes de bancada:
a — con disposición en serie de las bielas en el muñón; b — de dos manivelas

y flexión. Al calcular el cigüeñal (fig. 285, a) las fuerzas centrífugas Z'_R y Z''_R son iguales a:

$$Z'_R = Z_{Rb} + 0{,}5Z_{R\,m.b} + Z'_{R\,br} - Z'_{R\,cp}$$

y

$$Z''_R = Z_{Rb} + 0{,}5Z_{R\,m.b} + Z''_{R\,br} - Z''_{R\,cp};$$

donde $Z_R = Z'_R + Z''_R$.

En el apoyo izquierdo, la reacción debida a las fuerzas Z'_1, Z'', Z'_R y Z''_R, en el plano vertical es

$$R'_0 = \frac{+Z'(c+b)}{l} - Z'_R\frac{(c+b)}{l} + Z''\frac{b}{l} - Z''_R\frac{b}{l}.$$

y la reacción a las fuerzas T' y T''' en el plano horizontal

$$R'_T = T'\frac{(c+b)}{l} + T''\frac{b}{l}.$$

Si las fuerzas $Z'_R = Z''_R = 0{,}5\ Z_R$, después de efectuar sencillas transformaciones obtenemos

$$R'_0 = Z' + (Z'' - Z')\frac{b}{l} - 0{,}5Z_R$$

y

$$R'_T = T' + (T'' - T')\frac{b}{l}. \qquad (285)$$

Las reacciones en el apoyo derecho resultan

$$R''_c = Z'' + (Z' - Z')\frac{b}{l} - 0{,}5Z_R$$

y

$$R''_T = T'' + (T' - T'')\frac{b}{l}. \qquad (286)$$

Para un cigüeñal con dos muñones de biela entre cada dos apoyos de bancada (fig. 285, *b*) las fuerzas centrífugas de las masas giratorias de la manivela son:

$$Z'_R = Z_{Rb} + Z''_{R\,m.b} + Z'_{R\,br} - Z'_{R\,cp}$$

y

$$Z''_R = Z_{R\,b} + Z_{R\,m.b} + Z''_{R\,br} - Z''_{R\,cp}.$$

La reacción vertical en el apoyo izquierdo es

$$R'_c = Z'\left(\frac{c+b}{l}\right) - (Z'_{R\,br} - Z'_{R\,cp})\left(\frac{l-a}{l}\right) - (Z_{Rb} + Z_{R\,m.b})\left(\frac{c+b}{l}\right) + Z''\left(\frac{b}{l}\right) + (Z''_{R\,br} - Z''_{R\,cp})\left(\frac{a}{l}\right) + (Z_{R\,b} + Z_{R\,m.b})\left(\frac{b}{l}\right).$$

En caso de igualdad de las fuerzas centrífugas $Z'_{R\,br} = Z''_{R\,br} = Z_{R\,br}$ y $Z'_{R\,cp} = Z''_{R\,cp} = Z_{R\,cp}$ tendremos $Z_R = Z'_R = Z''_R$.

Efectuando una serie de transformaciones obtendremos:

$$R'_c = Z' + (Z'' - Z')\frac{b}{l} - (Z_{Rb} + Z_{R\,m.b})\frac{c}{l} - (Z_{R\,br} - Z_{R\,cp})\left(1 - 2\frac{a}{l}\right).$$

Respectivamente la reacción vertical en el apoyo derecho será

$$R''_c = Z'' + (Z' - Z'')\frac{b}{l} + (Z_{Rb} + Z_{R\,m.b})\frac{c}{l} + (Z_{R\,br} - Z_{R\,cp})\left(1 - 2\frac{a}{l}\right).$$

Las reacciones R'_T y R''_T en el plano horizontal se determinan de las expresiones (285) y (286) considerando las direcciones de las fuerzas T' y T''.

Los momentos de flexión en el plano de la manivela, para el cálculo de las tensiones por flexión en el plano de acción de las fuerzas Z (fig. 285, *a* y *b*), se determinan para dos secciones. Para la sección $I-I$:

$$M_{z\,I-I} = R'_c b + (Z'_{R\,br} - Z'_{R\,cp})(b - a);$$

para la sección $II-II$

$$M_{z\,II-II} = R'_c(b + c) + (Z'_{R\,br} - Z'_{R\,cp}) \times (b + c - a) + (Z_{R\,br} + Z_{R\,m.b} - Z')c.$$

Análogamente, en el plano perpendicular al plano de la manivela, el momento de flexión para la sección $I-I$

$$M_{T\,I-I} = R'_T b;$$

para la sección $II-II$

$$M_{T\,II-II} = R'_T(b + c) - T'c.$$

El momento de torsión en los muñones de biela del cigüeñal resulta:

$$M_{m.b.I} = M_{tor.I} + R'_T R.$$

Para hallar los factores de seguridad se hallan los momentos máximos y mínimos actuantes y se calculan las tensiones en forma análoga a como se hizo para el cigüeñal con un codo entre cada dos cojinetes.

Para los brazos se calculan las tensiones normales producidas por el momento de flexión $M'_{br} = R'_c a$ y por la fuerza P_{br} que estira o comprime el brazo. La torsión del brazo se produce por acción del momento $R'_T a$. Las tensiones y factores de seguridad de los brazos extremos de la manivela se calculan de la misma manera como se hizo para el cigüeñal con todos los apoyos posibles.

§ 3. Procedimientos para elevar la resistencia mecánica de los cigüeñales

El reforzamiento del cigüeñal para elevar su resistencia a la fatiga se logra recurriendo a medidas constructivas y aplicando procedimientos tecnológicos que permiten prever el endurecimiento de las superficies mediante un maquinado especial, así como por tratamientos térmicos y químico-térmicos.

Las medidas constructivas más efectivas para elevar la resistencia del cigüeñal consisten en dar a sus elementos y zonas de transición tales formas geométricas con las cuales disminuyen los coeficientes de concentraciones de tensiones K_σ y K_τ y, proporcionalmente a ellos, se elevan las componentes variables del ciclo de tensiones σ_a y τ_m que integran las ecuaciones utilizadas para determinar los factores de seguridad. En la actualidad se ha acumulado una gran cantidad de datos experimentales sobre la influencia que ejercen distintas soluciones constructivas sobre los coeficientes efectivos de concentración y la resistencia a la fatiga de cada uno de los elementos del cigüeñal, entre las cuales hay que destacar las siguientes.

1. El solapado de los muñones del árbol, evaluado por la magnitud absoluta $A = 0{,}5\ (d_{m.b} + d_{ban}) - R$, va acompañado del aumento de la rigidez de la manivela. Si el solapado es mayor de

10 mm el límite de fatiga de la manivela a la flexión se incrementa visiblemente: en 3,5% siendo $A = 10$ mm, en 29% para $A = 20$ mm, en 75% cuando $A = 30$ mm.

2. El aumento del radio de transición ρ (fig. 286, *a*) permite disminuir la relación entre el coeficiente efectivo de concentración

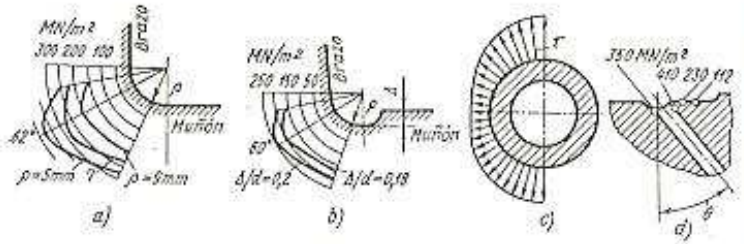


Fig. 286. Concentraciones de tensiones en los elementos de la manivela: *a* — tensiones normales en la curva de acuerdo para diferentes radios de transición; *b* — tensiones normales en la curva de acuerdo para diferentes profundidades del ahondamiento en el muñón; *c* — tensiones de corte en la sección del muñón de biela; *d* — en los bordes del orificio de aceite

de tensiones durante la flexión y el factor de escala. Para incrementar la superficie de apoyo del muñón disminuyendo simultáneamente la concentración de tensiones, la curva de acuerdo se hace de dos o tres arcos conjugados de diferentes radios.

3. El ahondamiento de la curva de acuerdo en el muñón (fig. 286, *b*) conduce a la disminución de las concentraciones de tensiones. Al hacer la ranura de descarga en el muñón, se obtiene un diagrama de tensiones más uniforme, con menores tensiones máximas, tanto a lo largo de la generatriz del muñón como a lo ancho del brazo. Además, se pueden aumentar los radios de transición desde el muñón hacia el brazo. Hay que tener en cuenta que en caso de existir la ranura de descarga en el muñón se eleva la resistencia a la fatiga para la flexión del cigüeñal, mientras que para la torsión alterna — disminuye un poco, debido, a la reducción de la sección del muñón.

4. La disposición excéntrica del orificio interno de aligeramiento del muñón de biela (véase la fig. 283) con respecto a su eje geométrico, hacia el lado que se aleja del radio de la manivela (excentricidad e) va acompañada de la disminución de las tensiones de flexión en el radio de transición y de la elevación de la resistencia a la fatiga en un 10...15%.

5. Cuando la cavidad interior de los muñones tiene la forma de tonel disminuye un tanto la concentración de tensiones en la curva de acuerdo y se eleva la resistencia a la fatiga para la torsión alterna. Si dos árboles tienen igual rigidez, la tensión máxima en el radio de transición del árbol con cavidades en los muñones en forma de tonel es un 10% menor que en el que las cavidades son de forma cilíndrica.

6. El orificio de aceite en el muñón de biela se debe taladrar no en el plano de la manivela, sino en el plano perpendicular, o sea, siendo $\varphi_0 = 90°$ ó $\varphi_0 = 270°$ (véase la fig. 283), en los lugares con las mínimas tensiones de corte, ya que las máximas tensiones τ en el muñón de biela surgen en las zonas situadas cerca del plano de simetría de la manivela (véase la fig. 286, *c*).

Los métodos existentes para el reforzamiento superficial local mediante un tratamiento mecánico especial se reducen al endurecimiento de las superficies del árbol y al pulido de las superficies de los canales de aceite.

Durante el endurecimiento por deformación en frío se crea una capa superficial con tensiones de compresión residuales. Además, aquí se eliminan las fisuras submicroscópicas, o sea, las posibles fuentes para originar la rotura por fatiga en caso de que se incrementen progresivamente por acción de las cargas alternas.

El endurecimiento por deformación en frío de las superficies generalmente se hace en los lugares en que pueden aparecer las concentraciones de tensiones y se efectúa empleando los siguientes métodos: moleteado de los radios de transición con rodillos, chorreado con perdigones de los mismos; compresión de los bordes del orificio para el aceite con una bola.

Al aplicar los procedimientos primero y tercero, el límite de resistencia a la flexión se incrementa en el 40% y a la torsión en el 20%. Cuando se emplea el segundo procedimiento la resistencia del árbol se eleva en el 40%.

Los métodos químico-térmicos y térmicos de endurecimiento superficial general son la nitruración y el temple superficial por inducción eléctrica con corriente de alta frecuencia. En la nitruración lo mismo que en el endurecimiento por deformación en frío en la superficie se crean tensiones residuales de compresión. Como consecuencia de esto, se eleva considerablemente la resistencia a la rotura estática en caso de compresión. La nitruración de los cigüeñales fabricados de aceros aleados permite elevar el límite de resistencia en el 60% a la flexión y en el 35% a la torsión.

La elevación de la resistencia a la fatiga al usar el temple superficial por electroinducción queda condicionada por el aumento de la resistencia mecánica de la capa templada también debido a la creación de tensiones residuales de compresión en la superficie. Las investigaciones han mostrado que en los tramos de los árboles sin concentración de tensiones, al templarlos por electroinducción, el límite de resistencia puede ser elevado sólo en rangos muy limitados (en 15%). Cuando hay concentraciones de tensiones, la resistencia a la fatiga puede ser incrementada aproximadamente en dos veces y más (en función del espesor de la capa templada).

El temple de los radios de transición con la salida de la zona templada al brazo eleva dicha resistencia del cigüeñal en el 60%.

Si se eligen incorrectamente los regímenes de temple por electroinducción y las temperaturas del revenido posterior, sobre la super-

ficie de la pieza pueden aparecer fisuras microscópicas que reducen la resistencia a la fatiga.

§ 4. Materiales para los cigüeñales

Los árboles para los motores de carburador y Diesel se fabrican de los aceros 45, 45A, 45Г2 y 50Г. Los motores Diesel altamente sobrealimentados emplean aceros aleados 18Х2Н4МА y 18Х2Н4ВА, con elevado límite de fluencia y de rotura. Las firmas extranjeras para fabricar cigüeñales utilizan aceros del tipo 40Х,38ХМ, 40Х2НМ.

Gran difusión han alcanzado los cigüeñales de fundición gris de elevada resistencia con grafito esferoidal modificado con magnesio; de fundición maleable perlítica; de hierro fundido aleado con níquel y molibdeno. Los que más se utilizan son los cigüeñales de fundición gris maleable perlítica y al magnesio. La existencia de grafito en la estructura del hierro fundido mejora las cualidades antifriccionarias y reduce los desgastes de los muñones.

En los motores a gasolina para automóvil los que han obtenido mayor difusión son los cigüeñales forjados de acero al carbono con temple de los muñones y radios de transición por electroinducción, girando el árbol y refrigerándolo con una capa de líquido o por un chorro con un revenido posterior a baja temperatura. La mínima profundidad de la capa templada en el muñón del árbol, considerando un posible sobrepulido, deberá alcanzar aproximadamente 2,0 mm y en las aristas del brazo cerca de 1,5 mm, siendo su dureza superficial alrededor de *HRC* 50.

La nitruración de los árboles en comparación con el temple por electroinducción eleva la resistencia a la fatiga en 1,5...2,0 veces y la resistencia al desgaste de los muñones en el 20% aproximadamente. Además, mejoran las propiedades antifriccionarias y anticorrosivas; se eliminan las tensiones internas que aparecen durante el maquinado; disminuye la tendencia al alabeo de los árboles durante su explotación. Actualmente se utilizan dos métodos de nitruración: el gaseoso, empleado para árboles de acero al cromomolibdeno, y el líquido (método rápido denominado *cianuración*).

El proceso de nitruración líquida en un baño con sales de cianuro a una temperatura cercana a 570 °C dura cerca de tres horas (en lugar de 60 h para la nitruración gaseosa). Este método de nitruración crea amplias perspectivas para la introducción de aceros poco y no aleados con bajo y mediano contenido de carbono; permite prescindir de la protección de la rosca y de los canales de aceite. Durante la nitruración líquida se forman dos capas: la capa superior, con un espesor de 1,2 ...1,6 mm y un contenido de 6,5...8% de N_2 y 0,8... ...1,0% de C y una dureza de hasta *HRB* 800, que asegura elevada resistencia al desgaste y la capa inferior — la difusiva, con una profundidad de 0,3...0,5 mm, la cual eleva la resistencia a la fatiga. La durabilidad de los cigüeñales nitrurados a gas llega hasta los 600 mil kilómetros de recorrido del vehículo antes de rectificarlos de nuevo.

CAPÍTULO XXIV

Mecanismo de distribución de los gases

§ 1. Exposición resumida de las estructuras

El proceso de intercambio de gases en los motores de cuatro tiempos se asegura por el funcionamiento conjunto de las válvulas, sus mecanismos de mando y el árbol de levas con el mecanismo de transmisión accionado por el piñón motriz del cigüeñal.

Sobre la estructura del mecanismo de distribución (fig. 287) influyen:

1) la disposición de las válvulas que pueden situarse en el bloque de cilindros (válvulas laterales) o en la culata (válvulas en cabeza);

2) la forma de la cámara de combustión;

3) la ubicación de las válvulas (formando una línea a lo largo del eje longitudinal del motor o formando dos líneas ambos lados) y el número de válvulas homónimas;

4) la colocación del árbol de levas (inferior o en una posición intermedia en el bloque de cilindros o en la parte superior, en la culata);

5) el tipo de taqués (planos, de rodillo, convexos, de palanca);

6) la estructura de los balancines (con palanca de uno o dos brazos, con un travesaño para dos válvulas homónimas);

7) el número y tipos de resortes (cilíndricos, cónicos, de torsión, etc.);

8) el tipo de mecanismo de transmisión, que transfiere el movimiento rotacional desde el piñón motriz del cigüeñal hacia el árbol de levas (transmisión por engranajes cilíndricos o cónicos con ejes intermedios, transmisión por cadena o combinada).

En los motores actuales se utilizan exclusivamente mecanismos de válvulas, pues aseguran un proceso de intercambio de gases lo suficientemente perfecto a elevadas velocidades y con alta presión de sobrealimentación. En los motores multicilíndricos, la efectividad del proceso de intercambio de gases se evalúa por el rendimiento volumétrico (promedio para todos los cilindros) y por la uniformidad del llenado de los cilindros individuales.

En los motores de carburador se emplean principalmente mecanismos de distribución de los gases con disposición superior de las válvulas (fig. 287, *a*...*c*, *e*...*i*).

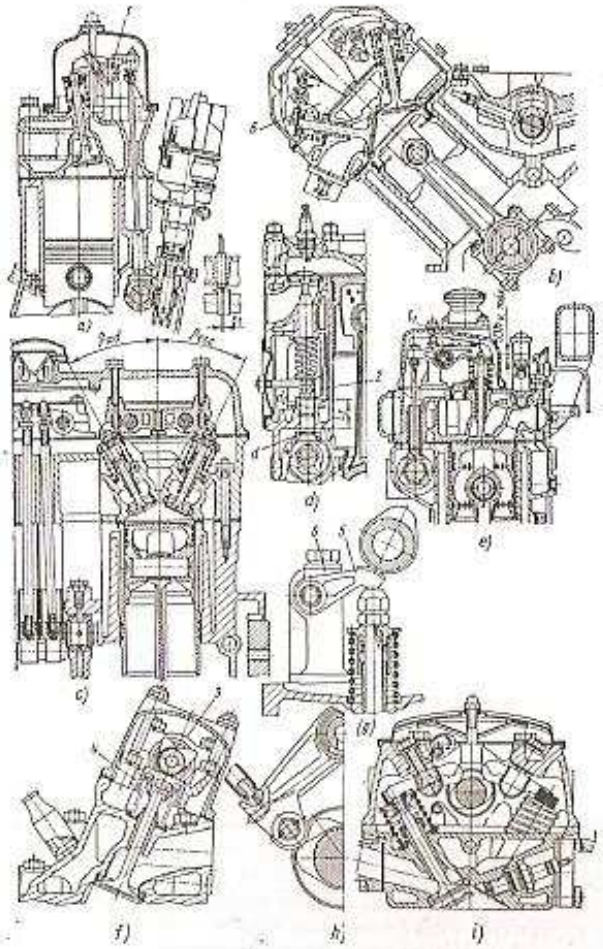


Fig. 287. Estructuras de los mecanismos de distribución:
a — con válvulas en cabeza, árbol de levas en la parte inferior y cámara de combustión ovalada; b — con válvulas en cabeza, situadas en el plano transversal, árbol de levas elevado y cámara de combustión hemisférica; c — con válvulas en cabeza, situadas en el plano longitudinal, árbol de levas inferior y cámara de combustión hemisférica; d — con válvulas laterales; e — con disposición intermedia del árbol de levas; f — con árbol de levas en la culata y taqué cilíndrico; g — con árbol de levas en la culata y taqué de palanca; h — con taqué inferior de palanca y rodillo; i — con apoyos de los balancines en la tapa de las válvulas

Los mecanismos que más se utilizan son los que se combinan con las cámaras de combustión cilíndricas (véase la fig. 287, *a*), triangulares (fig. 287, *f*) y hemisféricas (fig. 287, *b* y *c*).

En los motores con cámaras cilíndricas y triangulares las válvulas generalmente se colocan una tras otra formando una fila paralela al eje longitudinal del motor (véase fig. 287, *a*). En las cámaras hemisféricas las válvulas se instalan mayormente en el plano transversal (véase la fig. 287, *b*). Cuando las válvulas se colocan en el plano longitudinal (véase la fig. 287, *c*) hace falta alargar los conductos de admisión y se complica el mecanismo de mando. En las cámaras hemisféricas el ángulo entre los ejes de las válvulas (cuando están dispuestas transversalmente) es $\beta_{ad} + \beta_{esc} \approx 70°$, mientras que cuando están longitudinalmente es de 55°.

Los ángulos de inclinación de los ejes de las válvulas que desempeñan distintas funciones, con respecto al eje longitudinal del cilindro, generalmente son iguales, es decir $\beta_{ad} = \beta_{esc}$. En una serie de modelos aún siendo el ángulo entre los ejes de las válvulas relativamente pequeño (cerca de 55°) el ángulo de inclinación del eje de la válvula de admisión es $\beta_{ad} \approx 40°$. Aumentando el ángulo de inclinación β_{ad} se puede obtener una forma más suave del conducto y, por consiguiente, disminuyen las resistencias hidráulicas.

Si las válvulas están inclinadas en el plano longitudinal de la culata, la disminución del ángulo $\beta_{ad} + \beta_{esc}$ está condicionada por la dificultad de colocar los resortes (fig. 287, *c*). La magnitud del ángulo entre los ejes de las válvulas en estos motores no influye prácticamente en la longitud de los conductos ni en su forma.

Los diámetros relativos de las gargantas en las cámaras de combustión hemisféricas alcanzan sus mayores valores: $d_{g.ad}/D = 0{,}46...0{,}52$. En este caso, los conductos de las válvulas de admisión y de escape, orientados en distintas direcciones, pueden tener mayores áreas de paso y formas más enderezadas.

En las cámaras triangulares y en las de bulbo ovalado plano, los ejes de las válvulas de admisión y escape por lo común son paralelos. Para poder aumentar el diámetro de las válvulas, las cámaras de combustión a veces sobresalen del contorno del cilindro. Los diámetros relativos de las válvulas de admisión en las cámaras de los dos últimos tipos son un poco menores que en las hemisféricas ($d_{g.ad}/D = 0{,}42...0{,}46$).

Con el objeto de aumentar la velocidad de propagación del frente de la llama, en los motores a gasolina con conductos de admisión helicoidales se emplean cámaras de combustión simétricas, la mayoría de las veces con cavidades cilíndricas o cónicas en el pistón (fig. 257, *e*). Aquí las válvulas se disponen por lo general verticalmente o con una pequeña inclinación.

En los motores Diesel se utilizan exclusivamente mecanismos de distribución de los gases con válvulas en cabeza. Los diámetros relativos que tienen las gargantas $d_{g.ad}/D$ de las válvulas de admisión en las cámaras de torbellino y en las antecámaras son pequeños y os-

cilan entre los límites de 0,35...0,40. En los motores Diesel con inyección directa esta relación alcanza 0,38...0,42. La imposibilidad de aumentar las secciones de paso de los conductos se explica por la disposición de las cámaras de torbellino, antecámaras, salientes para el inyector y las bujías incandescentes en las culatas de los cilindros.

Mecanismo de mando. Al diseñar el mecanismo de mando (de accionamiento), se tiende a acercar en lo posible el árbol de levas hacia las válvulas, lo que permite reducir las masas con movimiento alternativo y aumentar la rigidez total de aquél.

Las deformaciones elásticas por flexión, compresión y torsión que se repiten periódicamente en cada una de las piezas del accionamiento originan vibraciones, suscitando fenómenos oscilatorios, acompañados de la perturbación del funcionamiento de todo el mecanismo, del desplazamiento de las fases geométricas de la distribución, del rebote del taqué sobre la leva y de la elevación del ruido durante el funcionamiento. Al aumentar la velocidad de rotación del motor, las fuerzas de inercia se incrementan considerablemente, lo que obliga a aumentar las fuerzas de los resortes y la rigidez del mecanismo de mando, incluyendo al árbol de levas, para evitar la desconexión cinemática del mecanismo.

En los motores rápidos, las fuerzas totales que actúan en el mecanismo de mando alcanzan elevados valores. La necesidad de disminuir las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo o de limitarlas, al intensificar la frecuencia de rotación de los motores, condujo a la creación de motores que tuvieran el árbol de levas en una posición intermedia (fig. 287, *e*) o superior (fig. 287, *f*...*i*). En estos casos se logró unir dos requisitos contradictorios: disminuir la masa y elevar la rigidez total del mecanismo de mando.

Disminuyendo la longitud de la varilla de empuje o empujador se eleva considerablemente la rigidez total del mecanismo de mando. Las investigaciones han mostrado que la deformación del vástago largo, cuando el árbol tiene una disposición inferior, constituye aproximadamente el 25...30% de la deformación total de todos los elementos del mecanismo de mando. En los motores Diesel con empujadores largos las deformaciones de éstos alcanzan el 55% de la deformación total.

Los mecanismos de mando que mejores perspectivas ofrecen para los motores de carburador, con velocidades de rotación de 5000—6500 rpm, son los que prevén la disposición superior del árbol de levas (fig. 287, *f*...*i*).

La transmisión del movimiento a las válvulas inclinadas desde el árbol inferior puede efectuarse a través de taqués, empujadores (con un ángulo de inclinación hasta de 5...8° con respecto al eje del taqué) y balancines con palanca de dos brazos (fig. 287, *a* y *b*). En los motores en V conviene colocar el árbol de levas en el hueco que forman los cilindros inclinados (fig. 287, *b*).

En los motores con disposición sucesiva de las válvulas de admisión y escape a lo largo del mismo eje con árbol de levas en la culata,

el movimiento a las válvulas se transmite a través de las palancas de un brazo *5* (fig. 287, *g*) o de los taqués cilíndricos *4* (fig. 287, *j*). Semejantes estructuras tienen un número insignificante de piezas con movimiento alternativo, con una masa relativamente pequeña y poseen elevada rigidez.

Cuando el árbol de levas está ubicado en la parte inferior, en lugar del taqué cilíndrico se emplean a veces taqués de palanca y de rodillo (fig. 287, *k*).

Los piñones motrices en la mayoría de los motores se colocan en la parte delantera del cigüeñal (véase fig. 245). En los motores Diesel

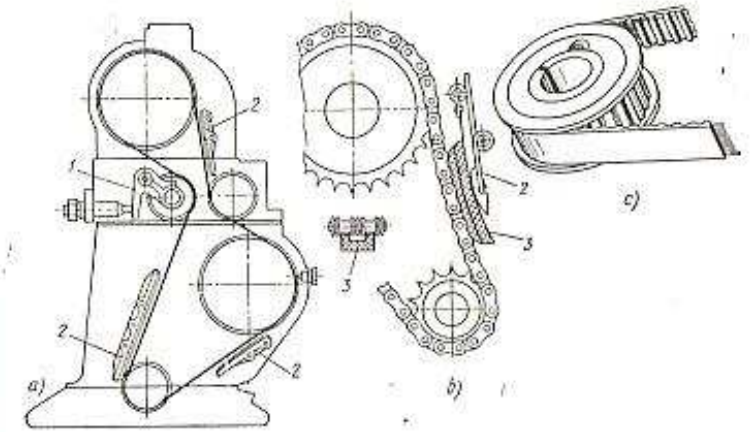


Fig. 288. Mecanismos de accionamiento de los árboles de levas:
a y *b* — respectivamente el superior e inferior con ayuda de cadenas metálicas; *c* — mediante trasmisión por correa dentada de plástico

rápidos, siendo los cigüeñales largos, los piñones motrices se instalan algunas veces por el lado del volante, cerca del nodo de las vibraciones de torsión.

El accionamiento de los árboles de levas se efectúa con ayuda de:

1) engranajes cilíndricos con dientes oblicuos;

2) engranajes cónicos con barras de torsión intermedios (véase la fig. 247, *b*);

3) cadenas metálicas de diferentes tipos (fig. 288, *a* y *b*) y por correas dentadas de neopreno con fibra de vidrio (fig. 288, *c*), armadas con cuerdas de acero y cubiertas con una capa de nylon para disminuir la fricción y elevar la resistencia al desgaste.

Los engranajes cilíndricos con dientes oblicuos se utilizan con mayor frecuencia cuando el árbol de levas está en la parte inferior. Para disminuir el ruido se instalan engranajes de textolita ajustados

a presión sobre un cubo de rueda metálica. Cada vez mayor difusión obtienen los engranajes fabricados de plástico por colada a presión.

Si el árbol de levas está situado en la parte intermedia o superior, al crear un mecanismo de transmisión, constituido por un gran número de engranajes cilíndricos, resulta difícil asegurar la disposición coaxial de estos últimos. Con el aumento del número de engranajes se incrementa también el nivel de ruidos. Por eso, los árboles colocados en la culata se impulsan generalmente con ayuda de cadenas (fig. 288, *a*) o de engranajes cónicos con ejes de torsión intermedios (fig. 247, *b*).

Se han difundido mucho las transmisiones por cadena, con las cuales se puede enlazar cinemáticamente árboles que se encuentran a gran distancia entre sí. Los árboles unidos por cadena pueden instalarse en diferentes partes del motor con empaquetadura elástica intermedia entre ellas, por ejemplo en el monobloque y en la culata. No tiene sentido conservar gran precisión en la distancia entre los ejes, ya que en las transmisiones por cadena se colocan dispositivos tensores (fig. 288, *a*) para compensar el desgaste de los eslabones de la cadena y el inevitable alargamiento que tiene durante la explotación. Las cadenas se tensan ya sea a mano cada vez que se hace mantenimiento técnico del motor o bien por dispositivos y mecanismos que actúan automáticamente y que aseguran una fuerza de tensión constante.

El dispositivo tensor es una rueda catalina móvil colocada sobre un balancín *1* (fig. 288, *a*) o un rodillo con excéntrico que se hace girar con ayuda de mecanismos hidráulicos o dispositivos de resortes.

Por efecto de los momentos variables que se transmiten y debido a la irregularidad de rotación del árbol de levas aparecen vibraciones forzadas de las cadenas que dan lugar, en ciertos regímenes de funcionamiento del motor, a vibraciones resonantes con elevadas amplitudes. Con el fin de evitar dichas vibraciones, a lo largo de las cadenas se instalan los amortiguadores *2* con guarniciones perfiladas de goma vulcanizada *3* (fig. 288, *b*).

Para las transmisiones con grandes distancias entre ejes se utilizan principalmente cadenas de casquillos y rodillos. Las cadenas de láminas se emplean únicamente en las transmisiones entre ejes próximos.

Arbol de levas. Cuando el árbol de levas se monta en el monobloque los cojinetes se hacen enterizos. El árbol se instala metiéndolo por la pared frontal del motor y su último apoyo pasa sucesivamente a través de todos los cojinetes. Como consecuencia de esto los diámetros de los apoyos deberán disminuir sucesivamente, empezando por el que está más cerca del piñón de mando.

Cuando el árbol de levas se monta en la culata pueden utilizarse cojinetes desmontables *3* (fig. 287, *f*) que se hacen por lo general directamente en el cuerpo de las paredes de apoyo si éstas están fundidas de aleación de aluminio.

Las fuerzas que actúan en el mecanismo de mando de las válvulas

crecen con el aumento de la velocidad de rotación de los motores, por eso deberá aumentarse también la rigidez de los árboles de levas. Una de las soluciones constructivas consiste en el paso a los árboles de un solo tramo. La longitud del tramo entre los apoyos es conveniente reducirla, en caso de utilizar árboles colados.

Los árboles de levas se fijan para contrarrestar los empujes axiales, con el fin de que la posición del engranaje conducido se mantenga invariable. La fijación puede realizarse por las láminas *3* (fig. 289, *b*) que entran con una pequeña holgura Δ al espacio entre la saliente

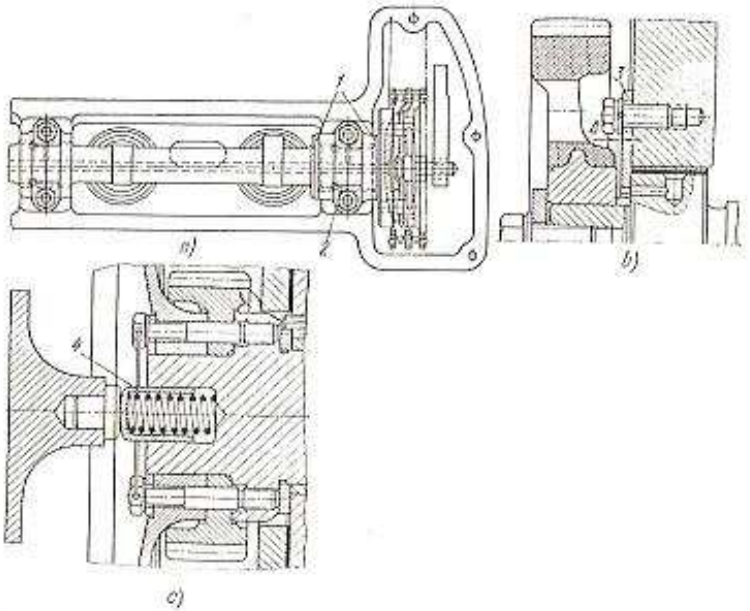


Fig. 289. Fijación de los árboles de levas para contrarrestar los empujes axiales

del engranaje y el primer muñón de apoyo del árbol (fijación bilateral), por los topes movibles *4* (fig. 289, *c*) con resorte (fijación unilateral), o por las bridas *1* (fig. 289, *a*) torneadas conjuntamente con el eje, los cuales se apoyan en las caras frontales del montante de apoyo *2*.

El diámetro de los árboles de levas varía, de acuerdo a datos estadísticos, para la mayoría de los modelos de motores, dentro de los límites de (0,28...0,35) *D*.

El límite superior se refiere a los motores más rápidos y a los árboles de tramo doble.

La lubricación de los cojinetes del árbol de leva con disposición inferior se efectúa con aceite que llega por los conductos *3* (véase la fig. 238, *a*), taladrado en el bloque.

Taqués. Los taqués o levantaválvulas están en contacto con las levas, transmiten el movimiento a los siguientes elementos del mecanismo de mando y pueden tener forma cilíndrica, de seta (esféricos) y de palanca. En las figs 287 y 290 vienen representados los diversos tipos de taqués: tipo seta (fig. 287, *a*, *b* y *e*), cilíndrico (fig. 287, *c*

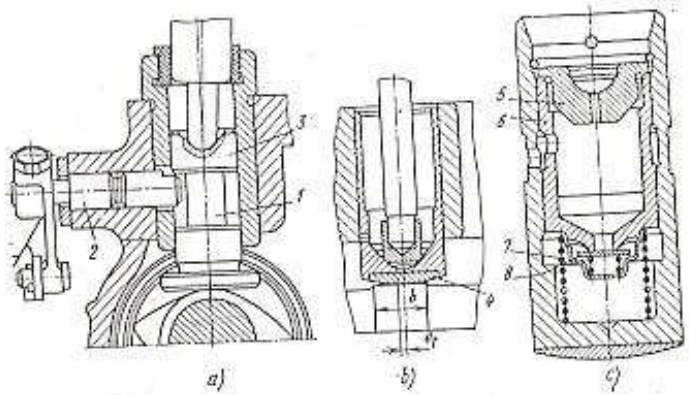


Fig. 290. Taqués cilíndricos:
a — en forma de seta; *b* — cilíndrico, convexo con un postizo resistente al desgaste; *c* — hidráulico

y *f* y fig. 290, *b*), tipo seta con la ranura torneada *1* (fig. 290, *a*) en la parte cilíndrica para la palanca *2* del mecanismo de descompresión, tipo palanca con la superficie de contacto convexa (fig. 287, *g*) y con rodillo (fig. 287, *h*).

Cuando el árbol de levas está en la parte superior, los taqués (fig. 287, *f*), en forma de vasos cilíndricos, se apoyan directamente sobre el frente del vástago de la válvula. En este caso disminuye considerablemente la masa de las piezas con movimiento alternativo. El taqué cilíndrico intermedio permite evitar la flexión del vástago por efecto de las fuerzas de fricción que surgen en el frente del vástago y de la leva.

La resistencia al desgaste del taqué queda definida por el área proyectada de la superficie lateral portante $l_t d_t$ (fig. 287, *d*). La longitud de esta superficie en el bloque o en la culata es menor que la longitud de la parte cilíndrica del taqué en la magnitud de la máxima alzada de la válvula $h_{v.máx}$ + (3...5) mm. En los motores, en los cuales por razones constructivas se pueden colocar solamente taqués cortas (fig. 287, *f*), se tiende a aumentar en lo posible su diámetro. En las estructuras análogas al la representada en la

fig. 287, *f*, la relación entre el largo del taqué y su diámetro l_t/d_t = = 0,6, mientras que en los motores con árboles de leva en el monobloque $l_t/d_t = 2{,}0...2{,}2$. En los taqués tipo seta la relación de l_t/d_t es igual a 2,8...3,5 (fig. 287, *a*, *b*, *d* y *e*). El diámetro relativo d_s/d_t del plato de apoyo en estos taqués constituye por término medio 1,6...2,2 (fig. 287, *d*).

El apoyo esférico de la varilla de empuje se hace generalmente en el fondo del vaso del taqué (figs. 287, *c*, *e* y 290, *b*). En los taqués tipo seta el apoyo generalmente se dispone en la parte superior del taqué (fig. 287, *a* y *b*), en este caso el apoyo puede tener forma de un vaso *3* (fig. 290, *a*), maquinado directamente en el cuerpo del taqué o ajustado a presión en el mismo.

Cuando las válvulas tienen disposición lateral en el frente del taqué se enrosca un perno *2* (fig. 287, *d*) para regular la holgura en el mecanismo de mando. El extremo del vástago de la válvula se apoya sobre la superficie templada de la cabeza del perno. El apoyo de contacto *4* con la leva se fabrica de elevada dureza.

El eje longitudinal del taqué generalmente se desplaza, con respecto al eje de simetría de la leva, en la magnitud e_t (fig. 287, *a* y 290, *b*). En este caso, las fuerzas que actúan a lo largo del eje del taqué y que se transmiten por el lado del mecanismo de válvulas, no coinciden con las fuerzas de reacción en la leva, como consecuencia de lo cual en la superficie de contacto se crea un momento de rozamiento que obliga al taqué a girar alrededor de su eje. Esto asegura el desgaste uniforme de las superficies de contacto. La superficie de apoyo del taqué se hace esférica de gran radio (700...900 mm), mientras que la superficie de la leva se hace cónica. Al entrar en contacto la superficie cónica de la leva con el apoyo esférico del taqué (fig. 290, *b*), disminuyen los desgastes locales que aparecen debido a las imprecisiones de fabricación: falta de perpendicularidad entre los ejes del taqué y el árbol de levas, forma no cilíndrica de las levas, desalineación de los apoyos del árbol, así como a causa de la alteración de la perpendicularidad de los ejes del taqué y de la leva, como resultado de las deformaciones elásticas del árbol.

Cada vez mayor difusión tienen en los motores rápidos los taqués hidráulicos de holgura cero. La existencia de un elemento elástico en forma de taqué hidráulico en el mecanismo de mando permite:

1) asegurar una incidencia sin golpes del taqué sobre la leva;

2) evitar los robotes reiterados de la válvula después de caer sobre su asiento, que aparecen como resultado de las vibraciones elásticas del mecanismo de mando cuando funciona a elevada velocidad de rotación;

3) reducir el nivel de ruido en los mecanismos de mando, en los cuales la holgura puede variar considerablemente por efecto de las oscilaciones de temperatura, como por ejemplo, en los motores refrigerados por aire.

En la fig. 290, *c* se muestra un taqué hidráulico hacia el cual se suministra aceite a presión, por conductos taladrados en el mono-

bloque, desde el sistema de lubricación. La parte interior del taqué —el vaso *6*—se apoya en una almohada de aceite y en el resorte *7*. El aceite a presión ingresa periódicamente a través de la válvula plana *8* a la parte inferior del vaso. La varilla de empuje se apoya en el soporte esférico *5* del vaso. Las fugas de aceite se compensan después de cada recorrido del taqué por la leva.

Varillas de empuje. Estas varillas (o empujadores) pueden ser tubulares, enterizas (véase las figs. 287, *a*, *b*, *e* y 290, *a* y *b*) o compuestas (combinadas). Las varillas tubulares se fabrican de tubos de acero de duraluminio, en cuyos extremos se fijan a presión apoyos esféricos de acero, tratados térmicamente. Las varillas enterizas de acero (véase la fig. 287, *a*, *b*, y *e*) con apoyos esféricos preferentemente se hacen en forma de una pieza íntegra estampada en frío y luego se someten al tratamiento térmico. El empujador es uno de los elementos del mecanismo de accionamiento más flexibles, por eso en los mecanismos con elevadas cargas dinámicas se debe reducir la longitud de la varilla cuanto sea posible. Aumentando el área de la sección transversal del empujador se eleva su rigidez, sin embargo, crece también su masa. En los motores con bloques y culatas de aluminio conviene hacer los empujadores de duraluminio. Por consideraciones constructivas, generalmente el eje del empujador se desvía respecto al eje del taqué en uno o dos planos (fig. 287, *b* y *c*). El ángulo de inclinación tolerable no debe superar los 6—8°.

Balancines. Los balancines pueden tener forma de una palanca de uno o dos brazos. Los balancines de dos brazos se utilizan en los motores con disposición inferior o intermedia de los árboles de levas (fig. 287, *a*—*c* y *e*), así como en algunos esquemas cinemáticos con disposición superior del árbol. Los balancines de un solo brazo *5* se colocan, por lo general, en motores con árboles de leva en la culata (fig. 287, *g*). Los balancines se montan en el eje común *1* (fig. 287, *a*) o sobre soportes de apoyo separados *6* (fig. 287, *g*). Los soportes se sujetan hacia la culata con espárragos o pernos, de cuyo ajuste depende la magnitud total de las deformaciones elásticas del sistema de mando. Más adelante (véase la fig. 298) se muestran estructuras típicas de soportes individuales en forma de perno o de espárrago con apoyos esféricos para palancas de uno y dos brazos. Los balancines se hacen por estampado, en forma de una palanca acanalada, conjuntamente con las superficies de apoyo para la varilla de empuje y la válvula. La holgura en el mecanismo de mando se regula mediante un perno o una tuerca.

Cuando el balancín gira un determinado ángulo, la superficie cilíndrica de apoyo resbala por el plano frontal del vástago de la válvula. Surge entonces una fuerza de fricción que origina la flexión del vástago y el desgaste de las superficies de la guía y del vástago. La magnitud de resbalamiento depende de la longitud del brazo l_1 del balancín (véase la fig. 287, *e*), del radio de la superficie de apoyo del balancín, de la máxima alzada y de la posición que tiene el frente del vástago de la válvula con respecto al plano trazado a través del eje de oscilación del balancín perpendicularmente al eje de la válvula. El frente del vástago con respecto a dicho plano, cuando la válvula está cerrada, generalmente sobresale en $1/3\ h_{v.máx}$.

En los motores con cuatro válvulas, las dos válvulas homónimas frecuentemente se accionan con ayuda de los travesaños *3* (fig. 291, *a*). El travesaño puede desplazarse directamente por acción de la leva o del balancín *2*. El vástago del travesaño se mueve en el casquillo

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE RIGUFIM

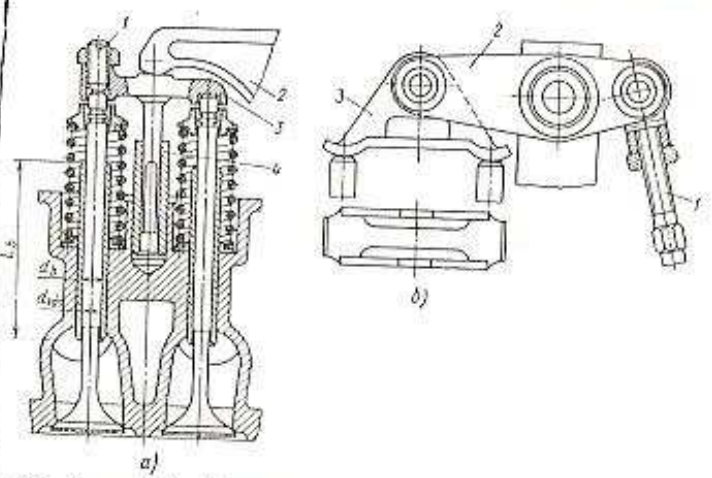


Fig. 291. Transmisión del movimiento hacia dos válvulas mediante un travesaño

guía *4*. En la fig. 291, *b* se muestra el accionamiento de válvula. homónimas mediante el travesaño oscilante *3* unido al balancín *2s*

Los brazos de los balancines generalmente tienen la sección en forma de T. El brazo acaba por el lado de la válvula en una superficie cilíndrica templada. La relación de transmisión en los balancines de dos brazos de palanca es $i_b = l_1/l_2 = 1{,}4...1{,}75$ (véase en la fig. 298, *a* y *b* la designación de los brazos).

Válvulas. La cabeza de la válvula es la parte más solicitada. En la cabeza surgen elevadas tensiones mecánicas no uniformes de flexión debidas a la acción de los gases y a las cargas de impacto que aparecen al caer la válvula sobre el asiento, así como tensiones térmicas.

La mayor concentración de tensiones aparece en la superficie del cono de asentamiento y en la zona de transición de la cabeza al vástago de la válvula. Las tensiones térmicas y mecánicas varían cíclicamente, por lo que la rotura de las cabezas de las válvulas se debe a la fatiga. Además, las cabezas de las válvulas de escape se someten a la acción corrosiva de los gases a temperaturas elevadas. Al emplear en la

gasolina aditivos antidetonantes (plomo tetraetilo), la corrosión en el cono de asentamiento y en el asiento de la válvula, ajustado en la culata o en el bloque, resulta más intensa.

En el centro de las válvulas de escape de los motores de carburador la temperatura llega a 800...820 °C, mientras que en las de admisión, a 500 °C. La distribución típica de la temperatura en la cabeza de una válvula de escape con estructura austenítica y en los lugares de transición al vástago viene expuesta en la tabla aducida en la fig. 292.

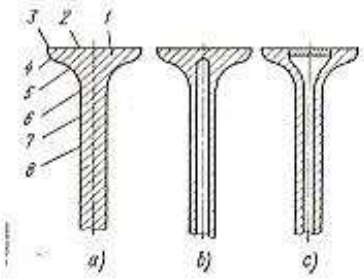


Fig. 292. Estructuras de válvulas y temperaturas en sus diferentes puntos:
a — válvula sin refrigeración; *b* y *c* — válvulas con refrigeración interna

Tipo de válvula	Temperatura de las válvulas en los puntos, °C							
	1	2	3	4	5	6	7	8
a	730	715	660	625	705	700	600	480
b	775	650	605	570	650	600	520	500
c	650	630	600	565	630	600	500	550

El trabajo fiable de las válvulas se asegura aplicando medidas tecnológicas y constructivas, las más importantes de las cuales son:

1) elección de los materiales para la válvula, asiento y guía;

2) selección de los parámetros constructivos y de las formas, con el objeto de que tengan lugar el mínimo aflujo de calor desde los gases de escape y la máxima termodisipación;

3) elevación de la resistencia al calor y al desgaste;

4) utilización de mecanismos que automáticamente hagan girar las válvulas;

5) refrigeración efectiva.

Al intensificar el funcionamiento de los motores, la temperatura de las válvulas se eleva, por eso éstas se protegen contra la corrosión. El mayor efecto protector, se consigue recubriendo con una capa de cermet la cabeza de la válvula, dicha capa se aplica mediante un espolvoreado y posterior tratamiento térmico, obteniendo sobre la superficie de la válvula una capa porosa con una película de óxido. Las válvulas con estos recubrimientos protectores tienen una resistencia al calor considerablemente mayor que las válvulas cuyos biseles están cubiertos de estelita o de acero aluminiado (calorizado).

Con el fin de elevar la termodisipación desde la cabeza hacia el vástago se hacen válvulas huecas; sus cavidades internas se llenan en un 40% aproximadamente de sodio metálico (fig. 292, *b*, *c*) cuya temperatura de fusión es igual a 98 °C y la de ebullición, 883 °C. La temperatura de ebullición del sodio metálico es más baja que la temperatura de la cabeza de la válvula, por lo que la presión en dicha cavidad no se eleva. La evacuación de calor desde la cabeza de la

válvula tiene lugar a causa del lanzamiento violento del sodio fundido (de alta conductividad térmica) de un extremo de la misma al otro por las fuerzas de inercia. La temperatura máxima de la cabeza disminuye entonces en unos 100 °C, mientras que la temperatura del vástago de la válvula aumenta un poco, por eso durante el diseño debe preverse la intensa transmisión de calor por la guía de válvula.

En la actualidad se han elaborado métodos para fabricar válvulas forjadas con vástagos huecos (fig. 292, *b*, *c*) sin maquinado de las cavidades. Esto ha permitido reducir los costos de fabricación de las válvulas y hacer los vástagos con pequeño diámetro exterior (hasta de 10—12 mm), siendo el diámetro interior de la cavidad del vástago unos 8 mm. El moleteado del vástago de la válvula por un rodillo eleva considerablemente su resistencia al desgaste (en 1,5—1,8 veces).

El calor desde la válvula se extrae a través del asiento y del vástago. La temperatura de la válvula de escape puede reducirse tomando las siguientes medidas constructivas (además de la refrigeración por sodio):

1) acortando la guía de tal manera que no sobresalga en el conducto y no sea bañada por los gases de escape;

2) aumentando el diámetro del vástago de la válvula (en la guía) con el fin de aumentar la superficie de transmisión de calor;

3) fundiendo la guía en una sola pieza con la culata (véase la fig. 287, *a*), lo que reduce la temperatura máxima de la válvula aproximadamente en 125 °C y la temperatura media en 70 °C.

Para mejorar la transmisión de calor, el diámetro del vástago de la válvula de escape debe ser mayor en el 10—15% que el de la válvula de admisión. Las guías de las válvulas de admisión se hacen más cortas para aumentar la sección de paso en el conducto de entrada.

El encaje exacto de la válvula sobre su asiento puede asegurarse solamente si hay cierta holgura en el mecanismo de válvulas.

Para fijar la holgura, en el mecanismo de mando se prevé un dispositivo de regulación, hecho generalmente en forma del espárrago *1* (véase la fig. 291) con un apoyo templado, enroscado en uno de los brazos del balancín.

Las dimensiones características de las válvulas (de acuerdo a datos estadísticos) se relacionan al diámetro de la garganta, con el fin de posibilitar su evaluación relativa. Estos parámetros varían dentro de los siguientes límites:

Diámetro de la cabeza:

máximo d_2	$(1{,}06 \ldots 1{,}16)\, d_g$
mínimo d_1	$(0{,}95 \ldots 1{,}0)\, d_g$
Ancho del bisel b	$(0{,}10 \ldots 0{,}12)\, d_g$
Altura del cinturón cilíndrico de la cabeza h_1	$(0{,}025 \ldots 0{,}045)\, d_g$
Altura total de la cabeza h_2	$(0{,}10 \ldots 0{,}13)\, d_g$
Diámetro del vástago de la válvula:	
de admisión $d_{vás}$	$(0{,}18 \ldots 0{,}23)\, d_g$
de escape $d_{vás}$	$(0{,}22 \ldots 0{,}28)\, d_g$

El ángulo del bisel θ en las válvulas de escape es igual a 45°, mientras que en las de admisión es de 45 ó 30°. La reducción del ángulo del bisel permite incrementar la capacidad de paso en la zona de pequeños levantamientos de la válvula para elevados coeficientes de consumo de aire.

La transición del vástago a la cabeza se hace con gran radio (siendo relativamente pequeño el diámetro de la cabeza) o con un

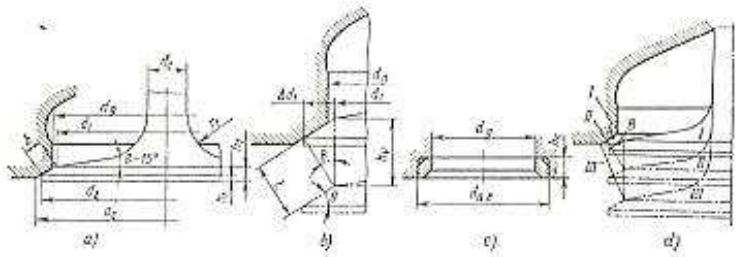


Fig. 293. Secciones de paso en el asiento para diferentes desplazamientos de la válvula y dimensiones principales de la válvula y del asiento

radio r_1 de la generatriz de la superficie cónica (fig. 293, *a*), formando un ángulo de 8—15° con respecto a la recta horizontal. Con el fin de darles a las válvulas de escape mejor forma aerodinámica, el ángulo del cono en éstas se hace mayor.

El platillo, sobre el cual se apoya el resorte, se une con el vástago de la válvula con ayuda de dos medias chavetas cónicas, cuyo ángulo es de 10—15°. El diámetro de la entalla para la chaveta en el vástago de la válvula es aproximadamente 0,7 del diámetro de este último.

Los asientos de las válvulas de escape se fabrican de fundición gris aleada. El espesor radial de la pared del asiento deberá ser no menor de (0,10...0,13) d_g. Los asientos se embuten a presión en la culata de hierro fundido con un huelgo negativo igual a 0.0003 $d_{a.e}$ (fig. 293, *c*). Siendo mayor el huelgo negativo aparecen tensiones, que superan el límite de elasticidad del material del asiento, y deformaciones plásticas.

La altura del asiento del la válvula h_a deberá ser no mayor que (0,18...0,25) d_g. Al disminuir la altura empeoran las condiciones para evacuar el calor. El diámetro exterior del asiento es $d_{a.e}$ = = 1,2...1,26) d_g.

Los asientos para ambas válvulas en las culatas de aleación de aluminio se fabrican con un espesor radial de la pared $\sim 0{,}1\ d_g$.

Guía de válvulas. Se fabrica de fundición gris o de bronce (en los motores intensificados para incrementar la evacuación de calor). Las guías se introducen a presión en la culata (véase la fig. 287, *b*, *c*, *e* y *f*). Para evitar su desplazamiento axial se fijan en la mayoría de los casos por medio de bridas (para facilitar su ensamble) o de anillos elásticos. Los extremos de las guías, por el lado del resorte, se protegen con manguitos para evitar la excesiva sedimentación de aceite en ellos (fig. 287, *g*). La succión del aceite se observa en el conducto de la válvula de admisión. La longitud de la parte directriz o guía es $l_b = (8...10)\ d_{vás}$, y el diámetro exterior $d_b = (1{,}4...$ ...1,6) $d_{vás}$ (véase la fig. 291).

La holgura entre el vástago de la válvula y la guía oscila en las válvulas de admisión entre 0,02...0,05 mm, mientras que en las de escape dentro de los límites de 0,05...0,07 mm.

§ 2. Determinación de las áreas de las secciones de paso y de las velocidades convencionales de admisión

Las dimensiones de las secciones de paso de las válvulas de admisión y escape quedan limitadas por la posibilidad de poder situarlas en las cámaras de combustión, por las dimensiones de los conductos en la culata y por las condiciones de refrigeración del tabique entre ellos.

Las áreas que evalúan las secciones de paso en las válvulas son: f_g, el área de la sección en la garganta correspondiente a la franja maquinada directamente delante del asiento de la válvula y $f_{v.máx}$, el área de la sección entre el asiento y el cono de asentamiento de la válvula siendo máxima su elevación.

La sección de paso en la garganta no debe limitar la capacidad de ingreso del sistema de admisión. La altura máxima de la alzada que tiene la válvula se elige partiendo de la condición de que las secciones de paso sean aproximadamente iguales ($f_{v.máx} \approx f_g$). En las estructuras modernas la máxima alzada de la válvula, calculada bajo esta condición, oscila entre los límites de (0,22...0,33) d_g (en la mayoría de los motores constituye (0,025...0,28) d_g).

Cuando la válvula está cerrada el cono de menor diámetro a veces penetra en la garganta, es decir, $d_1 < d_g$ (véase la fig. 293, *a*, *b*). En este caso, sobre el bisel se forma sólo un rebajo de desgaste que no molesta el esmerilado de la válvula durante la reparación. El diámetro mayor del asiento $d'_a = (1{,}05...1{,}15)\ d_g$ (véase la fig. 293, *a*).

El área de la sección de paso en el asiento es igual a la superficie lateral del cono truncado con una longitud de la generatriz $h = h_v \cos\theta$ y su proyección sobre el eje horizontal $\Delta d_1 = h_v \times \times \operatorname{sen}\theta \cos\theta$.

Al calcular el área de la sección de paso se deben examinar tres sectores en la alzada de la válvula (fig. 293, *d*).

Para el sector *I*, desde el inicio del levantamiento hasta el instante en que la perpendicular trazada desde el punto *A* del asiento corte el bisel en el punto *B*, el área de la sección de paso es

$$f_{vI} = \pi d_g h_v \cos\theta - \pi h_v^2 \cos^2\theta \operatorname{sen}\theta. \qquad (287)$$

20—01591

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

El área de la sección de paso en el sector *II*

$$f_{v\,II} = \pi d_g h_v \cos\theta + \pi h_v^2 \cos^2\theta \operatorname{sen}\theta. \qquad (288)$$

La máxima altura de la alzada h_v' de la válvula en el sector *I* se calcula, para la condición límite de la igualdad de las áreas: $f_v = f_{v\,II}'$ (donde $f_{v\,II}'$ es el área límite de la sección de paso entre los sectores *I* y *II*), por la fórmula:

$$h_v' = \frac{d_g - d_1}{\operatorname{sen} 2\theta}.$$

Para grandes alzadas de la válvula (sector *III*) la perpendicular trazada desde el punto *B* del bisel puede no cortar la generatriz del asiento y entonces el área de la sección de paso debe calcularse recurriendo a la expresión:

$$f_{v\,III} = \frac{\pi (d_1 + d_2')}{2} \sqrt{\left(\frac{d_2' - d_1}{2}\right)^2 + \left(h_v - \frac{d_2'' - d_1}{2} \operatorname{tg}\theta\right)^2}. \qquad (289)$$

La altura límite de la alzada de la válvula h_v'' se determina a partir de la condición de igualdad de las áreas $f_{v\,II}'' = f_{v\,III}$ (donde $f_{v\,II}''$ es el área límite de la sección de paso entre los sectores *II* y *III*).

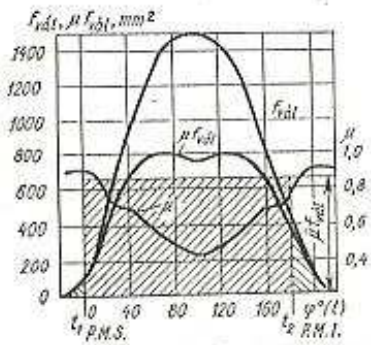


Fig. 294. Curvas de variación del coeficiente de gasto en el asiento de la válvula para las secciones de paso geométrica $f_{vál}$ y efectiva $\mu_g f_{vál}$

Cabe señalar que con el aumento de la alzada de la válvula el coeficiente de gasto μ_g, referido al área de la sección en el asiento de la válvula disminuye considerablemente y para la máxima elevación $\mu_g = 0{,}45...0{,}50$. Como consecuencia de esto, un excesivo aumento de la máxima carrera de la válvula influye insignificantemente sobre el área de paso efectivo $\mu_g f_v$ y no va acompañado de un visible aumento del rendimiento volumétrico. Las curvas típicas de variación de los coeficientes de gasto en el asiento de la válvula se muestran en la fig. 294. El valor de $\mu_g f_v$ se determina aplicando la expresión

$$\mu_g f_v = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \mu_g f_v \, dt}{t_2 - t_1}.$$

Las ecuaciones (287) y (288) para los ángulos de los asientos de uso general cobran la siguiente forma:

para $\theta = 30°$

$$f_{v\,I} = 2{,}72\, d_g h_v - 1{,}18 h_v^2;$$
$$f_{v\,II} = 2{,}72 d_1 h_v + 1{,}18 h_v^2;$$

para $\theta = 45°$

$$f_{v\,I} = 2{,}22 d_g h_v - 1{,}11 h_v^2;$$
$$f_{v\,II} = 2{,}22 d_1 h_v + 1{,}11 h_v^2;$$

es decir, a medida que disminuye el ángulo del asiento el área de la sección de paso se incrementa. Las áreas de las secciones de paso en las válvulas se evalúan definitivamente recurriendo a tres velocidades medias convencionales de admisión, referidas a la velocidad media del pistón en el régimen de la frecuencia de rotación nominal, a saber: la velocidad en la sección de la garganta de la válvula $\bar{v}_{ad\,1}$; la velocidad en la sección del asiento cuando la alzada de la válvula es la máxima $\bar{v}_{ad\,2}$ y la velocidad que se determina considerando el área de paso integral en el asiento de la válvula $\bar{v}_{ad\,3}$.

Las velocidades convencionales no caracterizan las velocidades reales del flujo de gases; son parámetros estadísticos que relacionan las dimensiones de la válvula y la leva, elegidas durante el diseño, con las dimensiones principales del cilindro (el diámetro y la carrera del pistón, así como la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor).

La velocidad media convencional $\bar{v}_{ad\,1}$ de un gas incompresible en la garganta se encuentra de la condición de continuidad del flujo de gas que pasa a través de la sección de la garganta f_g y que llena el espacio del cilindro liberado cuando el pistón se mueve con la velocidad media $v_{p.\,m}$:

$$\bar{v}_{ad\,1} f_g i_v = v_{p.m} F_p,$$

donde i_v es el número de válvulas.

El área del vástago de la válvula, que constituye el 2,5—5,5% del área de la sección de paso de la garganta f_g, en este caso se desprecia.

La velocidad media convencional del flujo de gases en el asiento de la válvula siendo máxima su alzada, se calcula también de la condición de continuidad del flujo:

$$\bar{v}_{ad\,2} f_{v.\,máx} i_v = v_{p.m} F_p.$$

El área máxima $f_{v.\,máx}$ se determina de acuerdo a las expresiones (288) ó (289). En la mayoría de los motores de carburador $f_{v.\,máx} = (0{,}85...0{,}90)\, f_{g.\,ad}$ (donde $f_{g.\,ad}$ es el área de la sección de paso en la garganta de la válvula de admisión).

La velocidad convencional $\bar{v}_{ad3}$ se calcula considerando el diagrama de las alzadas de la válvula. El volumen total que deja libre el

émbolo V_h se relaciona al área integral (tiempo-sección) $\int_{t_1}^{t_2} f_v\,dt$ debajo de la curva $f_v = F(t)$ correspondiente al tiempo de desplazamiento del pistón t_1 desde el P.M.S. al P.M.I. e igual a $t_2 - t_1$. De esta manera:

$$\bar{v}_{ad\,3} = \frac{V_h}{t_2 \int_{t_1}^{t_2} f_v\,dt},$$

Sin embargo, el cálculo basado en el tiempo-sección geométrico $\int_{t_1}^{t_2} f_v\,dt$ no considera las peculiaridades hidráulicas del sistema de admisión en su conjunto y de sus elementos individuales. Las investigaciones realizadas permiten dar una evaluación más perfecta del sistema de admisión aplicando la magnitud del tiempo-sección efectivo $\int_{t_1}^{t_2} \mu_g f_v\,dt$.

En la fig. 294 se han representado, en calidad de ejemplo, los diagramas típicos de variación del área de paso geométrico en el asiento de la válvula f_v y del área efectiva $\mu_g f_v$. De la comparación de las curvas se deduce que las áreas situadas debajo de las curvas, correspondientes a los tiempo-secciones $\int_{t_1}^{t_2} f_v\,dt$ y $\int_{t_1}^{t_2} \mu_g f_v\,dt$, difieren considerablemente entre sí.

Cuando el cálculo se efectúa de acuerdo al tiempo-sección efectivo,

42. Velocidades medias convencionales de admisión (en m/s)

Motor	$\bar{v}_{ad\,1}$	$\bar{v}_{ad\,2}$	$\bar{v}_{ad\,3}$	$\bar{v}_{\mu_g ad\,3}$
De carburador	60...110	65...120	90...140	150...240
Diesel	55...70	60...80	90...120	130...210

que toma en cuenta las pérdidas gasodinámicas en todos los elementos del sistema de admisión, las velocidades medias reales de admisión resultan más elevadas:

$$\bar{v}_{\mu_g ad\,3} = \frac{V_h}{\int_{t_1}^{t_2} \mu_g f_v\,dt},$$

tal como se puede apreciar en la tabla 42.

Las velocidades medias de admisión $\bar{v}_{\mu_g ad\,3}/a_0$, referidas a la velocidad del sonido a_0 en el medio gaseoso del conducto de admisión, alcanzan 0,62...0,70.

Los elevados valores de la relación criterial $\bar{v}_{\mu_g ad\,3}/a_0$, los cuales en los motores rápidos se acercan a 0,7, demuestran la necesidad de evaluar los sistemas de admisión según sus velocidades reales, calculadas teniendo en cuenta las particularidades hidráulicas de todos los elementos del sistema de admisión y no a partir de las velocidades geométricas convencionales.

En la tabla 42 vienen aducidas las velocidades medias convencionales del flujo de gases durante la admisión, calculadas para la frecuencia de rotación nominal.

En la mayoría de los motores de carburador, la velocidad del flujo gaseoso en la garganta de la válvula de admisión varía entre estrechos límites: $v_{ad1} \approx 60...80$ m/s. Los valores de las velocidades $\bar{v}_{ad1} > 110$ m/s se refieren a los motores con velocidades de rotación de 6000...7000 rpm. La relación entre las velocidades en el asiento de la válvula y en la garganta es la siguiente:

$$\bar{v}_{ad\,2} \approx (1{,}11 \ldots 1{,}18)\,\bar{v}_{ad\,1}.$$

Las velocidades medias convencionales en los motores de carburador resultan más elevadas, puesto que poseen mayores velocidades medias del pistón. Las velocidades medias convencionales en la garganta de las válvulas de escape, al hacer los cálculos, se adoptan en un 40...50% mayores que para las válvulas de admisión de los motores de carburador y en un 25...40% para los motores Diesel.

§ 3. Cinemática del mecanismo de válvulas

La duración de la acción de las válvulas queda definida por las fases de distribución del gas, las cuales se eligen considerando la rapidez del motor, sus regímenes de trabajo, la sobrealimentación, la existencia del taqué hidráulico y de otros factores. La duración de la apertura de las válvulas, en grados de rotación del árbol de leva del motor de cuatro tiempo, para las fases elegidas, es

$$\Phi = \frac{\varphi_{av} + 180 + \varphi_{ret}}{2} = 2\varphi_0,$$

siendo φ_{av} el ángulo de avance en la apertura de la válvula de admisión o de escape; φ_{ret} el ángulo de retardo en el cierre de la válvula de admisión o de escape.

Al perfilar las levas sus parámetros constructivos se eligen teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

1) contacto sin choques del mecanismo de mando cuando éste entra en contacto con el vástago de válvula (compensación de la holgura);

2) ausencia de rebotes (brincos) del taqué respecto a la leva después del encaje de la válvula en su asiento;

3) obtención, en lo posible, de bajos valores de las aceleraciones tanto positivas como sobre todo negativas, de las cuales dependen las fuerzas que recargan las piezas del mecanismo de mando, sus deformaciones elásticas y el desgaste.

Las levas se perfilan en correspondencia con la ley elegida para formar el perfil o con la ley prefijada de movimiento del taqué.

Las levas del primer tipo han obtenido difusión debido a su relativa sencillez y eficacia tecnológica. Los datos estadísticos acumulados, en cuanto a las dimensiones características de las levas, permiten en forma relativamente fácil realizar su perfilación. Las levas de este tipo comprenden arcos conjugados de circunferencias (perfiles convexos o cóncavos) o uniones de rectas y arcos de circunferencias (perfiles tangenciales).

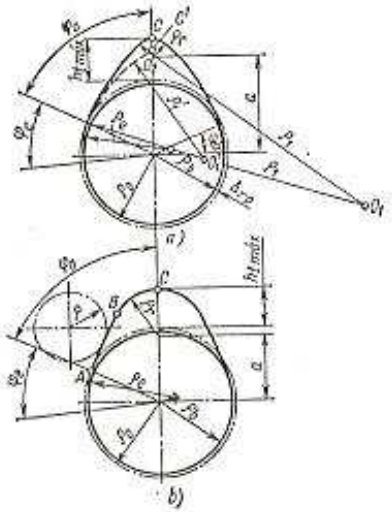


Fig. 295. Perfiles de levas

En la fig. 295 vienen representados los principales tipos de levas:

1) convexo (fig. 295, *a*), formado en el sector de acción de la válvula por dos arcos con radios ρ_1 y ρ_r (leva armónica o proporcional);

2) tangencial (fig. 295, *b*), formado por dos rectas tangenciales a la circunferencia base y por el arco de la circunferencia cuyo radio es ρ_r.

Para las levas armónicas se utilizan taqués planos, convexos o de roletes (rodillos); para las levas tangenciales, por lo común, los de rolete. En las estructuras en las cuales el taqué está hecho en forma de una palanca basculante (véase la fig. 287, *h*) la trayectoria de desplazamiento de la válvula no corresponde al diagrama de las alzadas del taqué. Sin embargo, estas desviaciones son pequeñas y los recorridos, velocidades y aceleraciones se calculan conforme a las ecuaciones deducidas para taqués que se mueven longitudinalmente.

En el proceso de perfilado la parte posterior de la leva generalmente se cumple con un radio ρ_{bl} menor que el radio de la circunferencia primitiva ρ_b en una magnitud Δ_1 (fig. 295). La magnitud Δ_1 es igual a la holgura para compensar las temperaturas y las deformaciones de las piezas del mecanismo de mando, del eje de levas y de la válvula.

La holgura para compensar la variación de las temperaturas depende del estado térmico del motor, de las piezas del mecanismo de mando y de la válvula, así como del material de la culata. La práctica ha mostrado que en los motores con refrigeración por agua, la holgura en las válvulas de escape es proporcional a la longitud del vástago de la válvula. En un motor frío esta holgura es igual a 1,5... ...2,5% de la máxima alzada de la válvula.

La altura de la rampa de elevación deberá compensar no sólo las dilataciones térmicas, sino también las deformaciones iniciales de las piezas del mecanismo de mando cuando están sometidas a la carga originada por la tensión preliminar de los resortes de la válvula $P_{pr.\,mín}$ (para la válvula de admisión). El mecanismo de accionamiento de la válvula de escape está sometido a la carga en el sector de la rampa de elevación por dos fuerzas: por la fuerza de tensión preliminar del resorte $P_{pr.\,mín}$ y por la fuerza de presión del gas sobre la cabeza de la válvula $P_{g.\,v}$. Esta última fuerza puede ser considerablemente mayor que la fuerza $P_{pr.\,mín}$. Las deformaciones totales del mecanismo de accionamiento en el instante de inicio del movimiento de la válvula de admisión alcanzan 0,05...0,1 mm y de la de escape 0,1...0,2 mm.

De esta manera, la altura de la rampa de elevación Δ_s, considerando las holguras térmicas (0,20...0,25 mm en las válvulas de admisión y 0,25...0,30 mm en las de escape) y las deformaciones del mecanismo de mando con taqués rígidos, llega a 0,25...0,35 mm en las levas de admisión y 0,35...0,50 mm en las de escape. Los límites superiores se refieren a los motores con las válvulas en la culata.

La altura de la rampa de cierre de la leva deberá ser mayor que las amplitudes de las oscilaciones elásticas del mecanismo de mando, que van acompañadas de un encaje prematuro de la válvula en su asiento. Además, hay que considerar la posibilidad de un torcimiento de la válvula en la guía en el instante que ésta se aloja en su asiento. La altura de la rampa de cierre puede ser considerablemente mayor (como han mostrado los cálculos y las investigaciones experimentales) que la altura de la rampa de elevación y alcanzar 0,6... ...0,7 mm.

En el sector de las rampas de elevación y cierre, para el caso de utilizar levas sin golpes, la velocidad del taqué se asume constante o cada vez creciente. La velocidad de levantamiento de los taqués, referida a 1° de rotación del árbol de levas, al final de estos sectores alcanza (en mm/°):

Siendo constante la velocidad en la rampa	0,008 . . . 0,012
Para velocidad creciente en la rampa	0,012 . . . 0,018

Los ángulos correspondientes a los sectores de las rampas de elevación y cierre de la leva, para taqués rígidos, son iguales a 30 y 40°. Las elevadas velocidades de encaje de la válvula van acompañadas de un aumento del desgaste del asiento.

En la fig. 296 se muestran las curvas de elevaciones h_t, velocidades v_t y aceleraciones a_t de los taqués, referidas respectivamente a ω_1 y ω_1^2 (ω_1 es la velocidad angular del árbol de levas), para diversos perfiles de levas, que tienen iguales alzadas máximas y ángulos de la rampa de elevación. Las curvas de elevaciones y de velocidades para diferentes perfiles difieren poco entre sí; solamente las curvas de las aceleraciones positivas difieren un poco más.

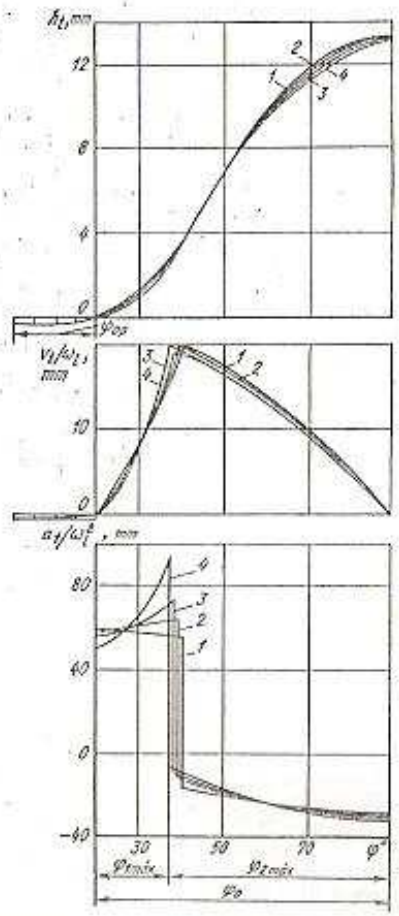


Fig. 296. Curvas de la alzada h_t, velocidades y aceleraciones relativas de los taqués para diferentes perfiles de levas:
1 — convexo, cuyo perfil se ha trazado con dos radios; *2* — tangencial; *3* — convexo, cuyo perfil se ha trazado con tres radios; *4* — cóncavo, cuyo perfil se ha trazado con dos radios

Un brusco cambio de la aceleración positiva a la negativa (véase la fig. 296) da lugar a cargas dinámicas en el mecanismo de accionamiento y puede originar una separación (rebote) del taqué con respecto a la leva, especialmente cuando el motor funciona a elevadas velocidades de rotación. Por efecto de la elasticidad de los elementos del mecanismo de válvulas pueden aparecer deformaciones considerablemente mayores que las calculadas considerando las magnitudes de las fuerzas de inercia.

Al diseñar el perfil generalmente se preestablecen algunos parámetros constructivos de las levas (véase la fig. 295), basados en la práctica (datos estadísticos). Entre ellos figuran: la alzada máxima del taqué $h_{t\ máx} = (0{,}25...0{,}28)\ \frac{h_g}{i_v}$; el radio del círculo primitivo de la leva (de la condición que garantice la suficiente rigidez del mecanismo de accionamiento) $\rho_0 = (1{,}6....2{,}4)\ h_{v.\ máx}$; el radio de la base de la leva $\rho_b \approx \rho_0 - \Delta_s$; el radio de curvatura del primer flanco de elevación $\rho_1 = (10...20)\ h_{t\ máx}$.

Una vez elegidos los valores de ρ_0, ρ_1 y $h_{t\ máx}$ se calcula el radio ρ_r de redondeo de la leva para unir los arcos trazados con los radios ρ_1 y ρ_r.

En caso de que se conozcan los valores de ρ_0, ρ_r y $h_{t\ máx}$, se puede determinar analíticamente el radio ρ_1. Se asume, en este caso, que $\rho_r \geqslant 2$ mm.

Las relaciones entre los parámetros de las levas de dos tipos: armónica (fig. 295, *a*) y tangencial (fig. 295, *b*), cuando se conocen los ángulos $2\varphi_0$, así como para los ángulos elegidos de la rampa de elevación φ_0 y cierre φ_0, se dan a continuación.

Leva armónica. El radio de curvatura del flanco (fig. 295, *a*) es

$$\rho_1 = \frac{a^2 + \rho_0^2 - \rho_r^2 - 2a\rho_0 \cos\varphi_0}{2(\rho_0 - \rho_r - a\cos\varphi_0)},$$

donde $\varphi_0 = \Phi/2$ (en caso de leva simétrica); $a = \rho_0 + h_{t\ máx} - \rho_r$.

El radio de curvatura del redondeo de la leva es

$$\rho_r = \frac{\rho_0(\rho_1 - \rho_0 - h_{t\ máx}) - 0{,}5h_{t\ máx}^2 - (\rho_1 - \rho_0)(\rho_0 + h_{t\ máx})\cos\varphi_0}{\rho_1 - \rho_0 - h_{t\ máx} - (\rho_1 - \rho_0)\cos\varphi_0}. \qquad (290)$$

Estos sectores pueden trazarse también siguiendo la forma de una parábola.

Al elegir el radio ρ_1 demasiado pequeño, manteniendo constantes las magnitudes de ρ_0, $h_{t\ máx}$ y φ_0, el radio ρ_r determinado según la fórmula (290) puede resultar negativo. El arco de radio ρ_r' cortará el eje de simetría de la leva más abajo del punto C (en el punto C', véase la fig. 295). En este caso, el cálculo se debe realizar nuevamente para un radio ρ_1 más grande.

Leva tangencial. El radio de redondeo de la leva (fig. 295, *b*) será:

$$\rho_r = \rho_0 - \frac{h_{t\ máx}\cos\varphi_0}{1 - \cos\varphi_2}.$$

Para determinar la alzada, las velocidades y aceleraciones se hallan, ante todo, los ángulos de rotación de la leva correspondientes a los puntos de conjugación de los arcos o de los arcos y las rectas.

Cinemática del taqué de platillo. El ángulo límite de rotación de la leva armónica, al pasar el taqué del sector de deslizamiento AC (fig. 297, *a*) por el arco con radio ρ_1 al sector de deslizamiento BC con el radio ρ_r (del triángulo OO_1O_2 recurriendo al teorema de los senos), es

$$\operatorname{sen}\varphi_{1\,máx} = a\operatorname{sen}\varphi_0/(\rho_1 - \rho_r). \qquad (291)$$

El ángulo de rotación correspondiente al deslizamiento del taqué por el arco de radio ρ_r hasta la punta de la cresta, es

$$\varphi_{2\,máx} = \varphi_2 - \varphi_{1\,máx}.$$

Cuando el taqué se desliza por el arco de radio ρ_1 la altura de la alzada será

$$h_t = \rho_1 - \rho_0 - (\rho_1 - \rho_0)\cos\varphi_1 = (\rho_1 - \rho_0)(1 - \cos\varphi_1);$$

la velocidad

$$v_t = (\rho_1 - \rho_0)\,\omega_1 \operatorname{sen}\varphi_1;$$

y la aceleración

$$a_t = (\rho_1 - \rho_0)\,\omega_1^2 \cos\varphi_1.$$

Cuando el taqué se desliza por el arco de radio ρ_r (véase la fig. 297, *b*) obtenemos que la alzada será

$$h_t = \rho_r + a\cos\varphi_2 - \rho_0;$$

la velocidad

$$v_t = a\omega_1 \operatorname{sen}\varphi_2;$$

la aceleración

$$a_t = -a\omega_1^2\cos\varphi_2,$$

donde $\frac{d\varphi_2}{dt} = -\frac{d\varphi_1}{dt} = -\omega_1$, puesto que los ángulos φ_2 se miden

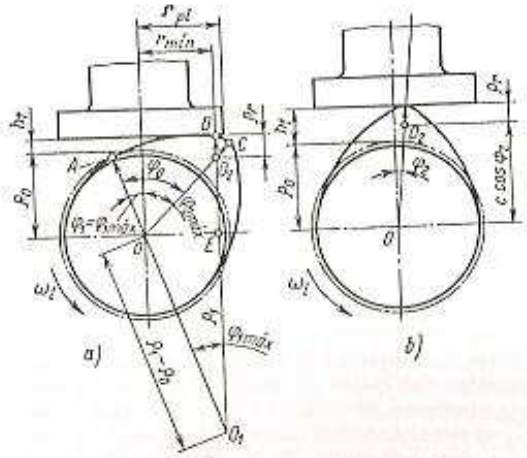


Fig. 297. Diferentes períodos de elevación de un taqué de platillo

desde la línea que pasa a través del punto de la máxima alzada del taqué.

Las aceleraciones resultan:

para $\varphi_1 = 0$

$$a_t = (\rho_1 - \rho_0)\,\omega_1^2;$$

para $\varphi_2 = 0$

$$a_t = -a\omega_1^2.$$

El radio mínimo del platillo (talón) del taqué (véase la fig. 297, *a*) para el cual el borde de su superficie de contacto se apoya en la superficie de la leva durante su desplazamiento, se determina del triángulo OEO_1:

$$r_{mín} = OE = (\rho_1 - \rho_0)\operatorname{sen}\varphi_{1\,máx}.$$

Después de introducir el valor de sen $\varphi_{1\,máx}$ hallado en la expresión (291) obtendremos

$$r_{mín} = |(\rho_1 - \rho_0)/(\rho_1 - \rho_r)|\ a\ \operatorname{sen}\varphi_0 + (1...2),$$

donde r se expresa en mm.

Durante el diseño el radio del platillo del taqué se elige de manera que sea 1 ó 2 mm más grande que el radio $r_{mín}$.

Cinemática del taqué de rolete. El ángulo límite en que gira la leva tangencial, al pasar el rodillo del flanco recto de rodamiento AB (véase la fig. 295, *b*) al arco de rodamiento BC de radio ρ_r, puede hallarse por la fórmula

$$\operatorname{tg}\varphi_{1\,máx} = \frac{a\operatorname{sen}\varphi_0}{\rho_0 + \rho},$$

donde $a = \rho_0 + h_{t\,máx} - \rho_r$.

El ángulo de rotación correspondiente al rodamiento del rolete por el arco de radio ρ_r hasta el punto de la máxima alzada del taqué es

$$\varphi_{2\,máx} = \varphi_0 - \varphi_{1\,máx}.$$

Cuando el rolete del taqué rueda por la recta, la altura de la alzada será

$$h_t = (\rho_0 + \rho)\frac{1 - \cos\varphi_1}{\cos\varphi_1};$$

la velocidad

$$v_t = (\rho_0 + \rho)\frac{\operatorname{sen}\varphi_1}{\cos^2\varphi_1}\omega_1;$$

y la aceleración

$$a_t = (\rho_0 + \rho)\frac{1 + \operatorname{sen}^2\varphi_1}{\cos^3\varphi_1}\omega_1^2;$$

donde ρ es el radio del rolete.

Para el caso en que el rolete del taqué ruede por el arco de radio ρ_r la alzada será igual a

$$h_t = a\left(\cos\varphi_2 + \frac{1}{a_1}\sqrt{1 - a_1^2\operatorname{sen}^2\varphi_2}\right) - (\rho_0 + \rho),$$

donde

$$a_1 = \frac{a}{\rho_r + \rho};$$

la velocidad

$$v_t = a\left(\operatorname{sen}\varphi_2 + \frac{a_1 \operatorname{sen} 2\varphi_2}{2\sqrt{1 - a_1^2 \operatorname{sen}^2 \varphi_2}}\right)\omega_1;$$

y la aceleración

$$a_t = -a\left[\cos\varphi_2 + \frac{a_1 \cos 2\varphi_2 + a_1^2 \operatorname{sen}^4 \varphi_2}{(1 - a_1^2 \operatorname{sen}^2 \varphi_2)^{3/2}}\right]\omega_1^2.$$

Cuando $\varphi_2 = 0$ la aceleración es

$$a_t = (\rho_0 + \rho)\,\omega_1^2;$$

cuando $\varphi_2 = 0$

$$a_t = -a\,(1 + a_1)\,\omega_1^2.$$

Las aceleraciones positivas y negativas máximas del taqué, referidas a ω_1^2, para los mecanismos con árboles de leva dispuestos en las partes superior e inferior, se aducen en la tabla 43.

El radio del rolete ρ es conveniente aumentarlo en lo posible, ya que se reducirá el momento torsor que solicita el árbol de levas. Simultáneamente con el aumento del radio del rolete o del taqué

43. Valores de la aceleración del taqué a_t/ω_1^2

Denominación	$h_t = 0$	$h_{t\,máx}$
Arbol de levas en la culata	0,01...0,05	0,020...0,025
Arbol inferior y válvulas en culata	0,025...0,035	0,015...0,020

convexo se reducen las tensiones por contacto en las superficies conjugadas, alcanzando su mínimo valor en caso de taqué de platillo.

En los motores con árboles de levas en la culata se toleran mayores aceleraciones, ya que la masa reducida y, por consiguiente, la fuerza de inercia del mecanismo de válvulas (para igual velocidad de rotación) son considerablemente menores que cuando el árbol se dispone en la parte inferior.

En los motores rápidos se emplean ampliamente las levas sin golpes que constan de cuatro sectores.

La curva de velocidad de la leva sin golpes transcurre con mayor suavidad. La curva de aceleraciones también tiene forma más suave, sin variaciones súbitas del signo de aceleración.

Cuanto más dúctiles (elásticas) sean las piezas del mecanismo de mando, mayores sus masas y menor la rigidez a la torsión y a la flexión del árbol de levas, tanto mayor desviación tendrán las fases reales de la distribución de los gases con respecto a sus valores geométricos prefijados.

El cálculo del movimiento de la válvula, teniendo en cuenta las deformaciones, permite determinar el perfil de la leva que asegure la reducción de las cargas dinámicas en el mecanismo de accionamiento. Semejantes levas se perfilan ateniéndose a la ley dada de movimiento de la válvula. Se ha extendido también el método de proyección «polidina» basado en la interrelación de movimientos entre el taqué y la válvula.

§ 4. Cálculo de los resortes de la válvula y de las piezas del accionamiento

Los resortes aprietan firmemente la válvula contra el asiento y cinemáticamente enlazan el mecanismo de mando en los sectores de elevación y cierre de la válvula.

La separación del mecanismo de válvulas en los sectores con movimiento de aceleración negativa va acompañada del «martilleo» de las superficies en el taqué y en la leva, del desgaste de estas superficies y de la elevación del nivel de ruidos. Por eso, en los sectores donde el taqué se mueve con aceleraciones negativas la fuerza del resorte debe ser considerablemente mayor que las fuerzas de inercia en todos los regímenes de velocidad. Sin embargo, a pesar de que la magnitud de las fuerzas calculadas del resorte es lo suficientemente alta, el taqué puede en ciertos casos rebotar sobre la leva.

El fenómeno indicado se origina por las siguientes causas:

1) imprecisión del pulido de la leva en la máquina copiadora;

2) falta de coincidencia del centro del círculo primitivo de la leva con el eje geométrico de los cojinetes del árbol de levas;

3) desgaste de la superficie de la leva en el proceso de explotación;

4) torsión y flexión del árbol de levas, el cual está simultáneamente solicitado por las fuerzas y momentos de los mecanismos de mando de varias válvulas;

5) oscilaciones que aparecen en el sistema elástico de mando.

La amplitud y la frecuencia natural de las oscilaciones dependen de los parámetros del sistema: rigidez total del mecanismo de accionamiento y su masa reducida. Según han mostrado las investigaciones, la máxima rigidez la posee el mecanismo de distribución de los gases con válvulas dispuestas lateralmente. Cuando las válvulas están dispuestas en la culata y el árbol de levas, en la parte inferior, se obtiene la mínima rigidez del mecanismo de mando. A continuación se dan los valores de la rigidez reducida de los mecanismos de mando (en MN/m).

Válvulas laterales y árbol en la parte inferior	50
Válvulas en culata y árbol en la parte inferior	3,5 . . .5
Válvulas y árbol en la culata	25 . . . 40

Al diseñar el mecanismo de mando se debe partir de la condición de obtener la máxima rigidez posible siendo mínima la masa de las

piezas móviles. Las masas constructivas de las piezas móviles, referidas al área de la sección de paso de la garganta de la válvula de admisión y reducidas a su eje, para sistemas con diferentes disposiciones de las válvulas y mecanismos de mando, tienen los siguientes valores (en kg/m²):

Válvulas laterales	220 . . . 250
Válvulas en culata y árbol de levas inferior	230 . . . 300
Válvulas en culata y árbol de levas con transmisión mediante balancines o un cuerpo intermedio	180 . . . 230

Para determinar las masas constructivas, referidas a la válvula de escape, debe multiplicarse el valor de las masas por la relación: $f_{g.\,adm}/f_{g.\,esc}$.

En la fig. 208, *a* y *b* se muestran dos esquemas de los mecanismos de mando más difundidos con válvulas en culata con las fuerzas

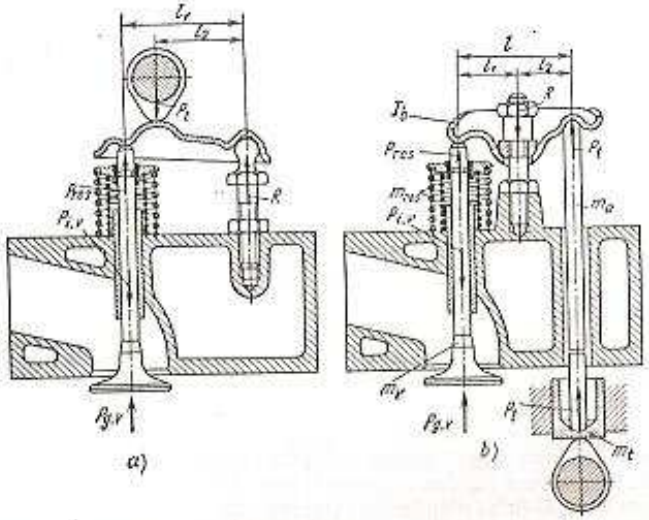


Fig. 208. Accionamiento de las válvulas:
a — palanca de brazo único con un soporte de apoyo en forma de perno; *b* — palanca de dos brazos con soporte de apoyo en forma de espárrago

actuantes y las reacciones correspondientes en los apoyos de los balancines.

Las masas de las piezas con movimiento alternativo y de los balancines, al elegir los parámetros de los resortes, se reducen al eje de la válvula y se designan mediante M_v, mientras que cuando se calculan los empujadores, árboles de leva y se determinan las tensiones de contacto se reducen al eje del taqué y se designan por M_t.

La masa total, reducida al eje de la válvula, es

$$M_v = m_v + \frac{1}{3} m_{res} + (m_t + m_e)\left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 + \frac{I_b}{l_1^2},$$

donde m_v, m_{res}, m_t, m_e son las masas del conjunto de la válvula, resortes, taqué y empujador, respectivamente; I_b, el momento de inercia del balancín con respecto al eje de oscilación.

Parte de la masa del resorte se mueve conjuntamente con la válvula, mientras que la otra parte permanece inmóvil. La masa de resorte reducida al eje de la válvula y determinada de la condición de igualdad entre las energías cinéticas de las masas real y reducida constituye (1/3) m_{res}. En los resortes con paso variable la masa reducida varía con la alzada de la válvula. Sin embargo, en el cálculo esto no se considera debido a su pequeña influencia sobre la magnitud de la masa total M_v.

La masa reducida al eje del taqué es:

$$M_t = \left(m_v + \frac{1}{3} m_{res}\right)\left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 + m_t + m_e + \frac{I_b}{l_2^2}.$$

Suponiendo que el movimiento de los puntos de apoyo de los brazos del balancín por el lado del taqué y de la válvula es rectilíneo, debido a la insignificancia de las variaciones de los brazos para pequeños ángulos de oscilación del balancín, la relación entre la altura de la alzada, velocidad y aceleración de estos puntos puede considerarse que varía proporcionalmente a la relación entre los brazos del balancín $i_b = l_1/l_2$, es decir

$$\frac{h_v}{h_t} = \frac{v_v}{v_t} = \frac{a_v}{a_t} = i_b,$$

de donde la aceleración de la válvula será

$$a_v = i_b a_t.$$

Las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo, reducidas al eje de la válvula, son

$$P_{i\,v} = -M_v a_v,$$

y las fuerzas reducidas al eje del taqué

$$P_{i\,t} = -M_t a_t.$$

La suma de las fuerzas de inercia $P_{i\,v}$ y de los resortes P_{res}, reducida al eje de la válvula es

$$P_v = P_{i\,v} + P_{res},$$

y la fuerza reducida al eje del taqué

$$P_t = P_{i\,t} + P_{res} i_b. \qquad (202)$$

Para disminuir las fuerzas que se transmiten a la leva, la relación entre los brazos del balancín i_b debe reducirse.

En los motores actuales la relación entre las fuerzas del resorte $P_{res.\ máx}/P_{res.\ mín} = 1{,}3...2{,}6$. El valor absoluto de las máximas fuerzas del resorte en los motores rápidos es $P_{res.\ máx} = 1000$ N y más. Los valores mayores de la fuerza $P_{res.\ máx}$ y de la relación entre las fuerzas $P_{res.\ máx}/P_{res.\ mín}$ se refieren a los motores rápidos. La rigidez del resorte es de 55...60 kN/m.

Después de determinar la rigidez del resorte y construir su característica se halla la deformación preliminar f_0 y su deformación total $f_{máx} = f_0 + h_{v.\ máx}$.

Las dimensiones y masa mínimas del resorte, para las fuerzas prescritas por el cálculo $P_{res.\ máx}$ y $P_{res.\ mín}$, resultan siendo la relación $f_{máx}/h_{v.máx} \approx 2$.

Al aumentar la deformación $f_{máx}$ se incrementan las dimensiones del resorte. En caso de disminuir la rigidez del resorte la pendiente de su característica es más pronunciada, reduciéndose al mismo tiempo el factor de seguridad del resorte.

Las dimensiones del resorte (fig. 299, *b*) es decir, el diámetro d_{res} y la altura del resorte instalado (con la válvula cerrada), así como el número de resortes por cada válvula, quedan definidas por las peculiaridades constructivas del motor, a saber, por las dimensiones de la garganta de las válvulas, la cantidad de válvulas, la posición del árbol de levas, la estructura del mecanismo de mando y de cada uno de sus elementos.

Los diámetros de los resortes varían dentro de los siguientes límites: para el resorte externo $d_{ex} \approx (0{,}75...1{,}0)\, d_g$, para el interno $d_{in} = (0{,}5...0{,}75)\, d_g$.

Siendo elevadas las fuerzas de inercia por cada válvula, se instalan dos o tres resortes cilíndricos. Para usar mejor las dimensiones de la culata dos resortes (interior y exterior) se colocan por el lado de válvula y el tercero por el lado del taqué.

Para el caso que se coloquen dos resortes, la fuerza total será:

$$P_{res} = P_{res.\ ex} + P_{res.\ in}.$$

La distribución de las fuerzas, entre los resortes se elige de manera que al resorte interior le corresponda menos carga (un 35....45% de la fuerza total de ambos resortes), es decir, $P_{res.\ in} = (0{,}35...0{,}45)\ P_{res}$.

El resorte interior se instala dentro del exterior con una holgura de 1...2 mm. La dirección de las espiras en los resortes debe ser contraria, en este caso si se rompe uno de los resortes, sus extremos no caerán entre las espiras del resorte enterizo.

La máxima tensión tangencial que aparece en el resorto es

$$\tau_{máx} = k' \frac{8P_{res.máx} d_{res}}{\pi \delta^3},$$

donde δ es el diámetro del alambre del resorte, por lo general se adopta $\delta = 4...5$ mm; k', un coeficiente que considera la distribución desigual de las tensiones en la sección transversal de la espira y que

depende de la relación d_{res}/δ. A continuación se aducen los valores de k'

d_{res}/δ	6	7	8	9	10
k'	1,24	1,20	1,17	1,15	1,13

La máxima tensión $\tau_{máx}$ en los motores rápidos llega a 450... ...650 MN/m². Si la tensión resulta mayor de 500 MN/m² se emplea el chorreado con perdigones de los resortes, con el fin de aumentar la resistencia a la fatiga. En los motores refrigerados por aire la tensión en los resortes de las válvulas de escape no debe superar el límite inferior, debido al posible empeoramiento de las propiedades mecánicas del material a causa del recalentamiento.

La tensión mínima de los resortes es

$$\tau_{mín} = k' \frac{8P_{res.mín} d_{res}}{\pi \delta^3}.$$

Después de determinar la amplitud de las tensiones $\tau_a = 0{,}5 \times \times (\tau_{máx} - \tau_{mín})$ y la tensión media $\tau_m = 0{,}5\ (\tau_{máx} + \tau_{mín})$ de un ciclo alterno se calcula el factor de seguridad de los resortes recurriendo a la fórmula (268).

El límite de fatiga para los resortes de acero es $\tau_{-1} = 330... ...340$ MN/m². El factor de seguridad debe ser no menor de 1,4.

El número de espiras activas (útiles) del resorte se calcula conforme a la expresión

$$i_{ac} = \frac{f_{máx} \delta G}{8P_{res.máx} d_{res}^2},$$

donde G es el módulo de elasticidad a la torsión; $G = 83\,000$ MN/m².

El número de espiras activas constituye $i_{ac} = 5...8$ y el número de espiras no activas en los extremos que sirven de apoyo es cerca de dos. El número total de espiras es $i_{esp} = i_{ac} + (2...3)$.

La holgura mínima entre las espiras para la máxima deformación del resorte debe ser $\Delta_{esp} \geqslant 0{,}3$ mm. La longitud mínima del resorte al comprimirlo constituye

$$l_{mín} = \delta i_{esp} + \Delta_{esp} i_{ac},$$

la longitud en estado libre es igual a

$$l_0 = f_{máx} + l_{mín}.$$

Después de elegir los parámetros constructivos del resorte, de calcular la máxima tensión y el factor de seguridad, aquél se comprueba a la resonancia. La velocidad angular de las oscilaciones naturales (propias) del resorte es

$$\omega_{nat} = 361{,}6 \frac{\delta}{i_{ac} d_{res}^2},$$

donde ω_{nat} resulta en rps, δ y d_{res} se dan en m.

Las oscilaciones del resorte se analizan como oscilaciones longitudinales de un nodo en una varilla recta con el mismo número de oscilaciones naturales. La frecuencia angular de las vibraciones naturales del resorte debe ser mayor que la velocidad angular del árbol de levas en no menos de 12 veces. En este caso, se logra evitar la aparición de vibraciones resonantes en la gama operacional de la frecuencia de rotación.

Las piezas del mecanismo de mando están sometidas a las cargas de las fuerzas de inercia, a las fuerzas de los resortes, a las fuerzas de presión de los gases por el lado de la válvula de escape en el instante de su apertura y a las fuerzas de los golpes que surgen cuando el mecanismo se cierra a una velocidad finita.

La tensión por compresión y la deformación se comprueban en la varilla de empuje. Las deformaciones por flexión del árbol de levas, calculadas aplicando las ecuaciones para la viga de un tramo, no deben superar los 0,05 mm.

Las cargas máximas producidas por la suma de las fuerzas de inercia y las fuerzas del resorte de la válvula de admisión, reducidas al eje del taqué P_t [ecuación (292)], surgen en la zona de las aceleraciones positivas (fig. 299, *a*).

En el mecanismo de accionamiento de la válvula de escape la máxima carga queda definida por la acción simultánea de la fuerza de inercia, de las fuerzas de los resortes y de la fuerza de presión de los gases en el instante que se abre la válvula:

$$P_{\Sigma t} = P_t + P_{g.t},$$

donde $P_{g.t}$ es la fuerza de presión de los gases sobre la cabeza de la válvula, reducida al eje del taqué, $P_{g.t} = i_v P_{g.v}$ (véase la fig. 298).

La fuerza de presión de los gases $P_{g.t}$ se determina para el instante en que la válvula se separa del asiento al final de la carrera de trabajo, a 40...60° antes del P.M.I. La presión de los gases p_g en el cilindro en este período alcanza los siguientes valores (en MPa):

Motores de carburador	0,5 . . . 0,8
Motores Diesel	0,4 . . . 0,6

La fuerza de presión de los gases, reducida al eje del taqué, es

$$P_{g.t} = i_b \left(\frac{\pi d_c^2}{4} \right) (p_g - p_r),$$

donde $p_r \approx 0{,}11$ MPa.

Las tensiones de contacto en las superficies del taqué y de la leva se calculan empleando la ecuación de Hertz, la cual para el caso de contacto entre dos superficies cilíndricas, tiene la forma general.

$$\tau = 0{,}418 \sqrt{\frac{2P_t E_1 E_t}{(E_1 + E_t)\, b} \left(\frac{1}{\rho_t} + \frac{1}{\rho} \right)},$$

donde P_t es la fuerza (fig. 299, *a*) reducida al eje del taqué ($P_{\Sigma t}$ para el caso de la válvula de escape); E_1 y E_t, los módulos de elasticidad de los materiales de la leva y el taqué respectivamente; b, el ancho portante de la superficie de apoyo del taqué; ρ_t, el radio de curvatura de la leva; ρ, el radio de curvatura del taqué ($\rho = \infty$ cuando el platillo del taqué es plano).

Las tensiones de contacto se calculan también para el caso de la máxima alzada de la válvula $h_{v.\,máx}$, éstas alcanzan valores de 300...1200 MN/m².

§ 5. Materiales utilizados para las piezas del mecanismo de distribución de los gases

Las válvulas de admisión se fabrican de aceros al cromosilicio 38XC, al cromo-níquel 40XH y 50XH y al cromo-níquel-molibdeno 40XHMA. Para las válvulas de escape se utilizan aceros térmicamente resistentes 30X13H7C2 y 40X10C2M. Las válvulas de escape fabricadas de aceros al cromo-níquel con estructura austenítica, contienen hasta 20% de cromo y hasta 15% de níquel y soportan temperaturas alrededor de 850 °C.

La vida útil de las válvulas puede ser aumentada mediante:

1) recargue por soldadura de estelita (aleación que contiene 60% de Ni y 15% de Cr) en el cono de asentamiento (fig. 300, *a*) o temple por corriente de inducción de esta superficie;

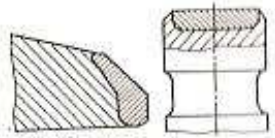
2) recargue por soldadura de una aleación dura en la superficie de apoyo del vástago (fig. 300, *b*);

3) cromado de los vástagos de la válvula (el espesor de la película es 10...25 μm); reduciendo el desgaste y disminuyendo los depósitos de carbonilla en los primeros;

4) cromado del cono de asentamiento (en los motores Diesel);

5) utilización de la refrigeración interior con sodio;

6) empleo de mecanismos automáticos («rotators»), que aseguran la rotación de la válvula en cada alzada (fig. 301) gracias al deslizamiento del plato de la válvula que se apoya en la superficie cónica y en las bolas intermedias.



a) *b)*

Fig. 300. Protección del asiento y del frente del vástago de la válvula

Los taqués se fabrican enterizos, compuestos, soldados o con apoyos para las varillas de empuje ajustados a presión. En calidad de material se utiliza el acero o el hierro fundido. En las estructuras combinadas sobre la parte del apoyo en el taqué de acero se agrega fundición blanca. Las superficies cilíndricas y frontales de apoyo de los taqués de acero se someten a la cementación. La profundidad de la capa cementada constituye de 0,7 a 1,5 mm. En los taqués de fundición gris con superficies de trabajo recargadas por soldadura, la capa blanqueada oscila entre los límites de 1,5...2,5 mm. La profundidad de la capa templada por corriente de inducción constituye 2,5 mm. La dureza de las superficies

frontales de trabajo del taqué no debe ser menor que *HRC* 54...56 y la de las superficies laterales cilíndricas, no menor de *HRC* 45.

Los árboles de levas se estampan de acero o se funden de hierro cólado. El costo de fabricación de los árboles de leva fundidos es menor. Para los árboles se emplean los aceros templables 45, 40Г y 50Г o los aceros cementables 20 y 20Г.

Las superficies de trabajo en los muñones del árbol y las superficies de las levas se someten al tratamiento térmico por corriente

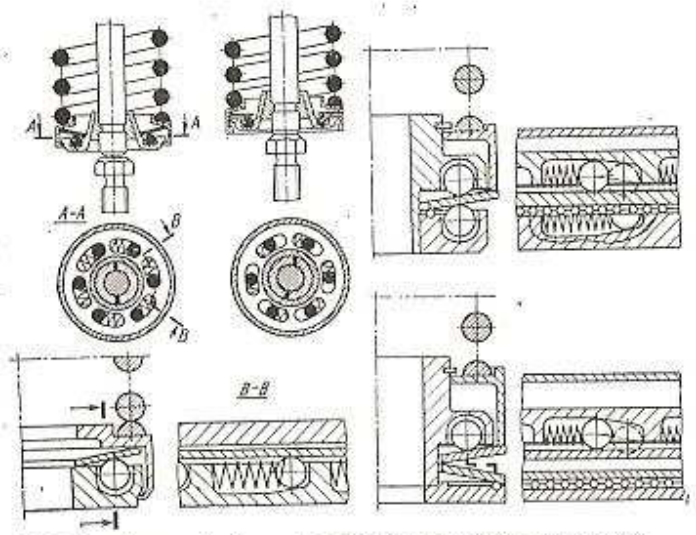


Fig. 301. Mecanismos de giro automático de la válvula (srotatorse)

de inducción con una profundidad del templado de 2...5 mm o a la cementación con una profundidad de 1,5...2,2 mm. La dureza de la superficie debe ser no menor de *HRC* 54...62.

Los resortes de las válvulas se fabrican de aceros 65, 65Г, 50ХФА.

CAPÍTULO XXV

Sistema de lubricación

§ 1. Evaluación de la carga sobre los cojinetes

Los cojinetes de deslizamiento del cigüeñal funcionan sometidos a cargas y velocidades que varían continuamente, además la cantidad, presión, temperatura y viscosidad del aceite que se les suministra son variables.

La fiabilidad de los cojinetes depende de los siguientes factores:

1) rigidez de la manivela, de los apoyos en el monobloque y de la cabeza de biela;

2) estructura de los casquillos y propiedades de resistencia mecánica, antifriccionarias y anticorrosivas del material de los mismos;

3) calidad del maquinado y precisión en la fabricación del árbol, casquillos y apoyos en el monobloque, a saber: desalineación de los muñones del árbol y de los cojinetes, desviación de la forma de los muñones obteniendo éstos conicidad, o distorsiones de barrilete y de cojín.

4) cargas máximas y medias por cada ciclo y tipo de los esfuerzos transmitidos;

5) sistema de suministro del aceite a los cojinetes, cantidad del aceite suministrado, presión y temperatura, viscosidad y propiedades físico-químicas del mismo.

Siendo insuficiente la rigidez de las piezas conjugadas, las holguras en los cojinetes durante el montaje pueden alcanzar magnitudes tales que es posible la resquebrajadura de la capa antifricción, la aparición del rayado y de elevados desgastes.

Cuando las piezas conjugadas se deforman varía también la presión hidrodinámica en la película de aceite. En la fig. 302 viene representada la variación de la presión hidrodinámica en la película de aceite a lo ancho del casquillo a diferentes presiones medias convencionales (8,5...38,3 MPa) para dos apoyos en un monobloque de distinta rigidez.

La naturaleza de la distribución de la presión en la película de aceite varía con el aumento de la carga. Para elevadas presiones (23,8...38,3 MPa) el diagrama adquiere la forma de silla de montar, lo que se suscita por la flexión del árbol y las deformaciones de los apoyos. Si el apoyo es menos rígido la presión varía más bruscamente,

disminuyendo en cierta medida su máxima magnitud. Las elevadas presiones locales sobre la película de aceite en los bordes de los casquillos originan la resquebrajadura del revestimiento antifricción. En algunos casos los diagramas de presiones se nivelan eligiendo la rigidez de las piezas conjugadas.

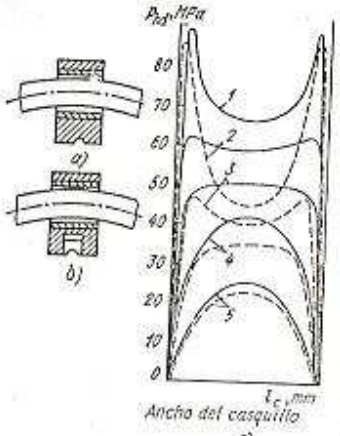


Fig. 302. Variación de las presiones en la película de aceite para diferentes presiones convencionales:

a — apoyo rígido; *b* — apoyo con rigidez reducida a cuenta de una ranura en la pared; *c* — presión hidrodinámica p_{hid} a lo ancho del casquillo l_{cas} para diversos apoyos; *1* — K_m = 38,3 MPa; *2* — K_m = 31,0 MPa; *3* — K_m = 24 MPa; *4* — K_m = 17,0 MPa; *5* — K_m = 8,5 MPa; las líneas llenas corresponden al apoyo rígido; las líneas de trazos, al apoyo con rigidez reducida

La capacidad portante de la película de aceite en el cojinete (presión hidrodinámica) está condicionada por la reacción del líquido viscoso cuando se exprime de la holgura. La presión máxima sobre la película puede superar los 100 MPa. Esta presión prácticamente no depende de la presión del aceite a la entrada del cojinete.

El mecanismo de formación de la cuña de aceite en el cojinete y los diagramas de presión en sus secciones transversal y longitudinal se muestran en la fig. 303. El aceite, que ingresa desde el conducto principal a una determinada presión manométrica, se succiona por el árbol de rotación. La extensión de la zona sometida a la carga en la capa de aceite corresponde a la longitud de un arco cuyo ángulo central es igual a 120...130°. La entrada del aceite al cojinete se hace por la zona de presiones bajas, o sea, en la zona sin carga. La cantidad de aceite que ingresa al cojinete es proporcional a su presión en la entrada, por lo tanto la influencia de la carga sobre el cojinete es insignificante.

La parte principal del aceite suministrado al cojinete, según han mostrado las investigaciones, sale por la holgura en la zona sin carga; por esta razón el cojinete se refrigera irregularmente. La zona cargada se refrigera con menor intensidad, debido a que en ella el desprendimiento de calor es mayor, mientras que pasa menos aceite. Con el aumento de la temperatura disminuye la viscosidad del aceite y se incrementa respectivamente su gasto. La capacidad portante de la película a causa de esto disminuye. Al aumentar la velocidad de rotación crece la temperatura del aceite que sale del cojinete. Cuando se eleva la presión media efectiva, la temperatura del aceite aumenta insignificantemente en correspondencia con el relativamente pequeño crecimiento de las pérdidas por fricción en los cojinetes.

Durante la rotación, el centro del árbol no coincide con el eje geométrico del orificio en el cojinete y describe una circunferencia con un radio menor que la holgura radial en la magnitud de la excentricidad *e* (fig. 303): $\delta = 0{,}5\,(D_{ex} - e)$. Las holguras mínima y máxima en la zona cargada del cojinete dependen del desplazamiento del eje del árbol y se expresan por:

$$h_{min} = \delta - e = \delta\,(1 - \chi);\quad h_{máx} = \delta\,(1 + \chi),$$

donde χ es la excentricidad relativa; $\chi = e/\delta$.

Considerando que la rugosidad de las superficies de trabajo de los muñones del árbol y de los casquillos corresponde a la clase 8-9, la holgura mínima (o espesor mínimo de la película de aceite) debe constituir unos 6...8 μm. La fiabilidad de los cojinetes en este caso resulta suficientemente elevada. Con el crecimiento de la carga, para las dimensiones elegidas del ancho del casquillo *l* y su diámetro *d*, la excentricidad *e* aumenta.

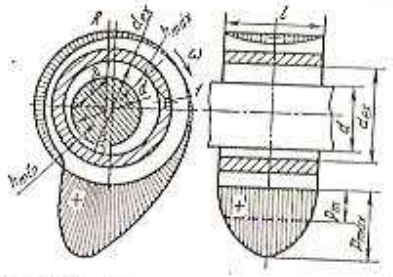


Fig. 303. Diagramas de las presiones hidrodinámicas en la película de aceite del cojinete:

1 — orificio para el suministro de aceite

La disminución de la viscosidad del aceite μ, el aumento de la excentricidad *e* y la elevación de la velocidad angular del árbol ω conducen a la reducción de h_{min}.

Al hacer el cálculo hidrodinámico, en primer lugar, se determina el mínimo espesor de la película de aceite, la cual deberá ser mayor que cierto espesor crítico h_{cr} que asegure el rozamiento fluido. El espesor crítico es igual a 3...4 μm y depende de la rugosidad de las superficies del casquillo y de muñón del árbol, así como de la magnitud de sus deformaciones.

La relación entre los espesores mínimo y crítico de la película de aceite se denomia *coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete*:

$$H = \frac{h_{min}}{h_{cr}} \geqslant 1{,}5.$$

Para hallar el espesor mínimo de la película de aceite, a base de los diagramas (fig. 304, *a* y *b*) se determina la excentricidad relativa, que depende del ancho relativo del cojinete *l/d* y del coeficiente adimensional de carga;

$$\Phi = \frac{k_{máx}\psi^2}{\mu\omega}$$

siendo $k_{máx}$ la presión máxima, determinada aplicando los diagramas polares de las fuerzas que actúan en el muñón de biela o de bancada, en Pa (véanse las figs. 223 y 225); ψ, la holgura relativa;

$\psi = \Delta/d$ (Δ es la holgura diametral; d, el diámetro del muñón; μ, la viscosidad dinámica del aceite, en Pa·s; ω, la velocidad angular del árbol, en rps.

La excentricidad relativa se incrementa al crecer el coeficiente de carga y disminuir la relación l/d.

El coeficiente de fiabilidad se determina considerando que la fuerza

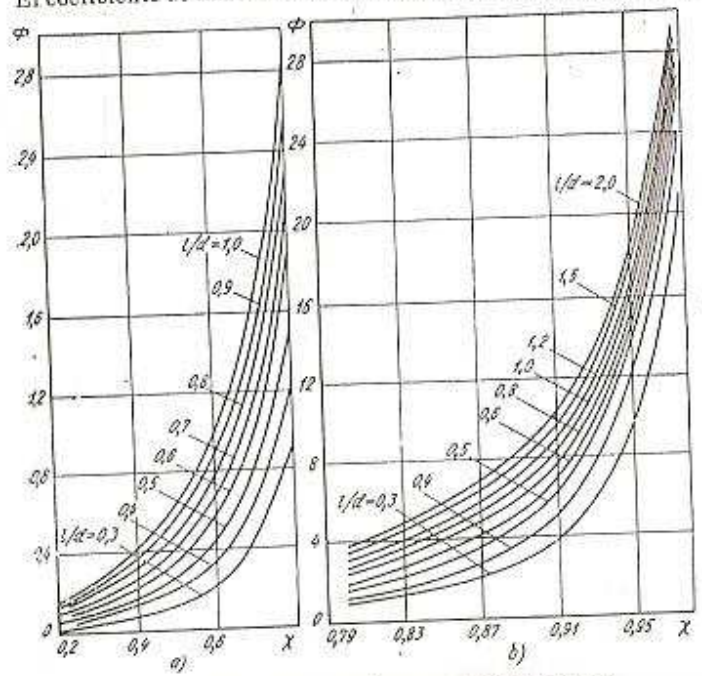


Fig. 304. Diagramas para determinar la excentricidad relativa

actuante es constante, por eso el cálculo resulta condicional, además no se tiene en cuenta la alteración de la forma geométrica del árbol y del cojinete por acción de la carga.

La viscosidad dinámica, que figura en la expresión del coeficiente de carga, depende de la calidad y de la temperatura del aceite (fig. 305).

El estado térmico del cojinete se caracteriza mediante la temperatura media del aceite:

$$t_{m.a} = \frac{t_{a.e} + t_{a.s}}{2},$$

donde $t_{a.e}$ y $t_{a.s}$ son las temperaturas del aceite a la entrada y salida del cojinete, respectivamente.

En el régimen de la potencia nominal $t_{a.e} = 80...90$ °C, la temperatura del aceite en el cojinete aumenta en no más de 20...30 °C, $t_{a.s} = 90...110$ °C. La temperatura de calentamiento del aceite se determina al hacer el cálculo del cojinete, para lo cual se halla la cantidad de aceite que pasa por el cojinete y el coeficiente de rozamiento fluido.

La temperatura de los cojinetes crece a medida que aumentan la velocidad de rotación, la carga, la temperatura del líquido refrigerante y del aceite, así como al disminuir la presión en el sistema. En el recorrido entre el cárter del motor y los cojinetes el aceite se calienta debido al calor que se desprende de las paredes del monobloque y de la bomba en 15...18 °C. Con el aumento de la temperatura del aceite disminuye la viscosidad y la capacidad portante de la película de aceite, lo que origina el incremento del desgaste de las superficies del árbol y de los casquillos.

Siendo elevados los desgastes, la cantidad de aceite que pasa por el cojinete aumenta y su temperatura puede descender en 4...6 °C.

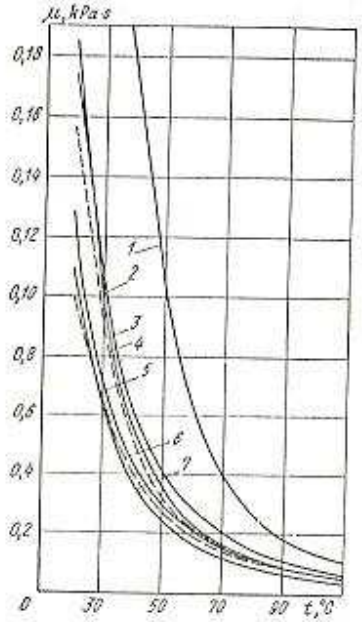


Fig. 305. Variación de la viscosidad dinámica de diversos aceites en función de la temperatura:
1 — MT-16n; 2 — AC3n-10; 3 — ДС-8; 4 — AC-8; 5 — M8Г; 6 — M8ГФС; 7 — M8ГЦ

Las cargas que actúan sobre el cojinete se hallan recurriendo a los diagramas polares (véanse las figs. 224 y 225). Aumentando la velocidad de rotación se elevan las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y rotativo. En los motores de carburador las fuerzas de presión de los gases en este caso disminuyen un poco por efecto de la caída de rendimiento volumétrico. En los motores Diesel al aumentar la velocidad de rotación, por lo general, las fuerzas de presión de los gases crecen un tanto. De esta manera la relación entre las fuerzas de presión de los gases y las fuerzas de inercia define la forma del diagrama polar, es decir, su plenitud en los sectores del ángulo de rotación de la manivela comprendidos entre 0...360° y 420...720° para un motor de cuatro tiempos y la zona de las máximas fuerzas se incrementa en el sector comprendido entre 360...420° (véase la fig. 223).

Con el aumento de la velocidad de rotación del árbol de un motor de carburador el diagrama polar resulta más llena, pero las fuerzas máximas aquí no disminuyen, por eso el trabajo del motor en el régimen de la frecuencia nominal de rotación se caracteriza por tener cargas medias y máximas más elevadas que en todos los demás regímenes de velocidad.

En el régimen del par motor máximo las cargas máximas en los motores Diesel alcanzan los valores límites, mientras que las cargas medias visiblemente disminuyen. En consecuencia, el coeficiente de fiabilidad del cojinete se debe determinar en el régimen del máximo par motor. El régimen de frecuencia de rotación nominal corresponderá a un elevado estado térmico del cojinete.

En la tabla 44 se aducen las presiones convencionales máximas $k_{máx}$ y medias k_m aplicadas en los muñones de biela y la razón $k_{máx}/k_m$ para los motores de encendido por chispa a diferentes

44. Presiones medias y máximas convencionales sobre el muñón de biela en los motores de encendido por chispa

Parámetros	Frecuencia de rotación nominal, rpm						
	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
$k_{máx}/k_m$	1,87	1,87	1,87	1,87	1,77	1,59	1,57
$k_{máx}$, en MPa	11,2	11,6	12,0	13,0	15,0	17,5	20,0
k_m, en MPa	6,0	6,2	6,4	7,0	8,5	11,0	12,7

frecuencias nominales de rotación y con relaciones de compresión iguales a 7...9. Las presiones convencionales se han calculado con ayuda de los diagramas polares desarrollados (véase la fig. 223):

$$k_m = \frac{R_{m.b.m}}{l'_{m.b} d_{m.b}} \quad \text{y} \quad k_{máx} = \frac{R_{m.b.máx}}{l'_{m.b} d_{m.b}},$$

donde $l'_{m.b}$ es el ancho de la superficie de trabajo del casquillo.

La tabla 44 se ha conformado según datos obtenidos en un gran número de motores; además, las desviaciones respecto a los valores aducidos en distintos motores alcanzan $\pm 5\%$ para k_m y $\pm 12\%$ para $k_{máx}$. Las desviaciones se deben principalmente a que difieren las relaciones de compresión ε. En los motores con $\varepsilon = 10$ y más la presión media se incrementa aún en 10% y el valor máximo alcanza 23...27 MPa.

En la tabla 45 se dan los valores de las presiones convencionales máximas y medias en los cojinetes de los motores Diesel, fabricados de bronce al plomo y de una aleación de aluminio y estaño.

Al pasar al régimen del máximo par motor (esto corresponde a la reducción de la frecuencia de rotación aproximadamente en 2 veces)

en los motores Diesel la máxima presión $k_{máx}$ crece en 1,35...1,45 veces, mientras que la presión k_m disminuye en 1,7...2,15 veces.

Las presiones convencionales medias y máximas en los muñones de bancada intermedios resultan menores que en los de biela (en 1,2... ...2,0 veces).

En condiciones de explotación se observan las siguientes perturbaciones en las superficies del casquillo.

1. La corrosión, suscitada por los ácidos contenidos en el aceite cuando entran en contacto con la superficie del casquillo (la super-

45. Presiones convencionales máximas y medias sobre el muñón de biela en los motores Diesel, en MPa

Régimen	k_m	$k_{máx}$
Frecuencias de rotación nominales (2100—3000 rpm)	6,5...8,5	28...42
Máximo par motor	3,5...5,0	27...35

ficie comienza a estriarse). Para evitar la acción agresiva de los ácidos se deposita una capa de indio con estaño sobre la superficie de trabajo del casquillo aplicando el método electrolítico.

2. La erosión, que surge como resultado del rozamiento límite o seco. La capa antifricción principal se descubre como resultado de la escamación de la capa fina de estaño. La erosión puede reducirse mediante el mejoramiento de la geometría microscópica de la superficie de los muñones y la elevación de la depuración en el filtrado del aceite. La capa de estaño cuyo espesor es de 0,02...0,04 mm impide la destrucción erosiva de la superficie durante un largo período operacional.

3. Las roturas por cavitación que, por lo general, se limitan a deterioros locales de la superficie, se originan por el ingreso irregular del aceite al cojinete, como consecuencia de la obturación periódica de los conductos de aceite, de las discontinuidades en el flujo de aceite en los conductores del cigüeñal, así como debido a otros fenómenos. La cavitación puede evitarse creando zonas de transición suaves y ranuras en los bordes del orificio de aceite, así como canaletas (patas de araña) sobre la superficie del casquillo en los lugares por donde sale el aceite.

4. El quebrantamiento por fatiga.

Una causa de rotura que frecuentemente tiene lugar durante la explotación del motor es el giro de los casquillos como resultado de la pérdida del encaje a presión que se hace en el montaje.

§. 2. Sistema de lubricación con cárter húmedo

Cuando los motores de automóviles se intensifican con respecto a sus índices energéticos, aumentan las velocidades circunferenciales de los muñones de los cigüeñales, las presiones medias y máximas en los cojinetes del cigüeñal, en las articulaciones de la biela, en las superficies del pistón, en los dientes de los engranajes del mecanismo de mando, etc. En este caso, las temperaturas de las piezas mencionadas, y sobre todo del grupo del pistón y de los cojinetes, se elevan considerablemente.

El sistema de lubricación en estas condiciones debe asegurar:

1) la existencia de una película portante de aceite sobre las superficies de las piezas conjugadas;

2) la refrigeración de las superficies mediante la evacuación del calor por el aceite que se suministra hacia ellas en exceso.

3) el arrastre de las partículas debidas al desgaste desde los cojinetes y las holguras entre las superficies acopladas.

El sistema de lubricación cada vez con mayor frecuencia se utiliza también para extraer organizadamente el calor desde las piezas que no están en contacto directo con el líquido refrigerante. Entre ellas figuran la superficie interna del pistón, el cuerpo del turbocompresor (en las zonas de los cojinetes), los engranajes y otras.

En los sistemas modernos de lubricación el aceite se suministra a presión hacia los cojinetes de bancada y de biela del cigüeñal (el 100% de los modelos que se fabrican); al bulón (fundamentalmente en los motores Diesel — el 30%); a los cojinetes y engranajes del árbol de levas y a las piezas de accionamiento del mecanismo de válvulas (a los taqués y balancines); a las camisas de cilindros y a las levas por salpicadura a través de la cabeza de biela.

En función de la potencia del motor y de las condiciones de trabajo se utilizan sistemas de lubricación de dos tipos: con cárteres húmedo (fig. 306) y seco.

El sistema con cárter húmedo ha obtenido mayor difusión. El aceite se encuentra depositado, en este caso, en una cubeta del cárter. En aquellos casos en que el motor tenga ángulos de inclinación longitudinal elevados, o sea, cuando el vehículo se desplaza por caminos montañosos, en los sistemas con cárter húmedo el nivel de aceite puede estar por encima de los extremos delantero o posterior del cigüeñal. Los prensaestopas delantero y posterior estarán entonces sometidos a cierta sobrepresión. En caso de que la empaquetadura de los extremos del árbol no sea lo suficiente fiable, si el vehículo se para en una cuesta, pueden aparecer fugas de aceite. Cuando el vehículo arranca o frena bruscamente el exceso de aceite se arroja contra las paredes del cilindro, como consecuencia de lo cual se incrementa su consumo. Para disminuir la agitación del aceite generalmente la cubeta del cárter se separa del espacio restante por tabiques atenuadores (con ranuras u orificios de pequeño diámetro,

a través de los cuales el aceite chorrea hacia la bandeja). El sistema de lubricación con cárter húmedo aumenta la altura del motor.

La forma y dimensiones de la mitad inferior del cárter deben condicionar el escurrimiento del aceite a los espacios que no están del todo aislados. Esto permite reducir la cantidad de aceite que

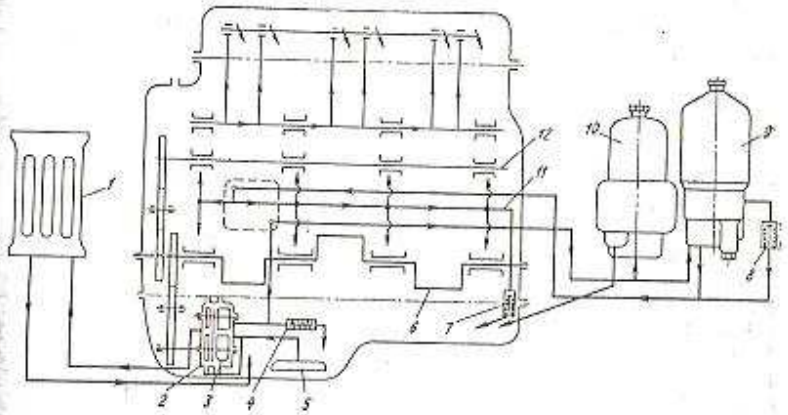


Fig. 306. Sistemas de lubricación con cárter húmedo:
1 — radiador de aire-aceite; *2* y *3* — secciones autónoma e impelente de la bomba; *4* — válvula de reducción; *5* — colector de aceite; *6* — cigüeñal; *7* y *8* — válvulas de descarga; *9* y *10* — filtros de depuración gruesa y fina; *11* — conducto maestro; *12* — árbol de levas

barbotea, disminuir las pérdidas internas en el motor, así como evitar el espumeo del aceite. El coeficiente de suministro de la bomba se incrementa.

El colector de aceite puede ser tanto inmóvil tipo malla que se instala en la parte inferior de la cubeta del cárter (fig. 306) como basculante que flota sobre el nivel de aceite. En el primer caso se logra evitar la entrada de aire al sistema de lubricación cuando varía súbitamente el nivel de aceite.

En los colectores de aceite se coloca una red protectora para captar las partículas mecánicas de tamaño relativamente grande. El área de las mallas en la red oscila entre los límites de 0,5... 0,8 mm². El área total de la red alcanza 8,2 cm²/kW, asegurando unos 80 000 km de recorrido del vehículo sin limpiarlo.

En el sistema de lubricación con cárter seco, la cantidad fundamental de aceite se encuentra en recipientes especiales dispuestos fuera del motor o dentro del cárter.

El aceite puede suministrarse a los cojinetes del árbol por el conducto principal *2* (fig. 238, *c*) taladrado en el monobloque o desde las cavidades interiores (figs. 279, *a* y 281, *a*) de los muñones del cigüeñal (conducto central). En el primer caso el aceite se bombea permanentemente desde un canal inmóvil a una zona del cojinete

de bancada (a la zona menos cargada); en el segundo caso, se hace a través de canales radiales en los muñones del árbol en rotación. El último sistema de lubricación se emplea en los motores con cojinetes de bancada de contacto rodante. Además es racional utilizarlo en los motores equipados con un centrifugador en el extremo delantero del cigüeñal para el depurado fino del aceite (fig. 281). Cuando el aceite pasa sucesivamente por todos los muñones del árbol se depura adicionalmente por el método centrífugo. Una desventaja de este esquema consiste en la dificultad de impulsar el aceite frío a través de las cavidades internas al calentar el motor después de su arranque.

En los motores de carburador, cuyos cojinetes están menos cargados, a velocidad de rotación nominal la presión del aceite constituye 0,3...0,5 MPa, mientras que en los motores Diesel es 0,5...0,7 MPa. Cuando la resistencia del sistema es elevada la presión para la cual se abre la válvula de reducción se incrementa hasta 0,8...1,0 MPa.

La caída de presión en las válvulas descargadoras del filtro de depuración basta constituye 0,2...0,3 MPa; del filtro de depuración fina de circulación total, 0,1...0,25 MPa; y del radiador de aceite, 0,1...0,3 MPa.

La capacidad del sistema de lubricación depende del volumen del cárter, de los filtros, del radiador y de los conductos principales, así como del consumo de aceite durante la explotación hasta su cambio de rutina. La cantidad de aceite en el cárter debe asegurar el trabajo de la bomba sin succionar aire a través del colector de aceite para diferentes ángulos de inclinación del motor.

Cuando hay radiadores de aceite, con éstos se equipan los motores de camiones, la temperatura del aceite prácticamente no depende del volumen del sistema.

La capacidad específica (volumen referido a la potencia nominal) del sistema de lubricación con cárter húmedo, para motores de diferentes tipos, tiene los siguientes valores (en l/kW):

De carburador:	
de autos ligeros	0,07 . . . 0,14
de camiones	0,14 . . . 0,21
Diesel de camiones	0,14 . . . 0,21

Los valores menores se refieren a los motores provistos con radiadores de aceite y poseedores de una elevada velocidad de circulación del aceite. En los motores Diesel con cárter seco la capacidad específica del sistema de lubricación oscila dentro de los límites de 0,15 . . . . . 0,70 l/kW.

§ 3. Bombas de aceite

La circulación del aceite en los sistemas de lubricación se crea por bombas de engrane exterior con engranajes de dientes rectos y oblicuos (fig. 307). Las bombas con engranaje interior o de lóbulos (fig. 307, *c*) comienzan a tener cierta difusión.

Las bombas se instalan tanto dentro del motor (sin acceso directo), como fuera de él. El accionamiento de las bombas se realiza desde el piñón motriz, situado en el extremo delantero del cigüeñal o desde el árbol de levas. En el último caso, el piñón motriz con dientes oblicuos se fabrica conjuntamente con el árbol. Si el accionamiento proviene del cigüeñal, el cuerpo de la bomba se sujeta, por lo general, directamente hacia la tapa del cojinete delantero o simultáneamente

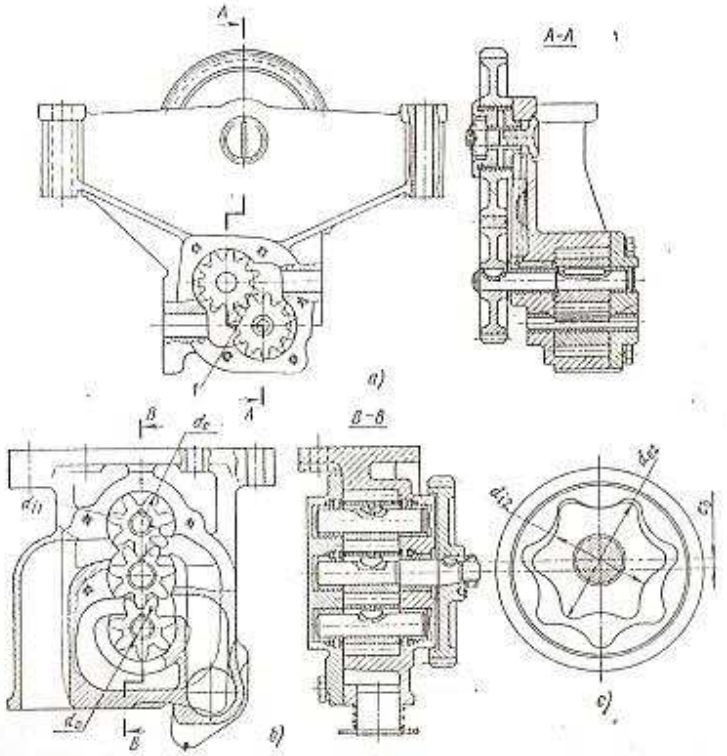


Fig. 307. Bombas de engranaje:
a — de una sección; *b* — de dos secciones; *c* — de una sección con engranaje interior (de lóbulos)

a dos tapas, en las cuales se maquinan los planos de fijación. En algunas estructuras la tapa del cojinete delantero se utiliza como cuerpo de la bomba.

La frecuencia de rotación del eje de la bomba, correspondiente al régimen nominal de trabajo, alcanza 4000 . . . 5000 rpm. Las rela-

ciones de transmisión entre el cigüeñal o el árbol de levas y el eje de la bomba constituye 1,0 . . . 1,5. Con el aumento de la frecuencia de rotación el coeficiente de alimentación de la bomba disminuye, debido al crecimiento de la resistencia en la línea de succión y a la influencia del efecto centrífugo, que se expresa en arrojar el aceite desde la cavidad entre los dientes en dirección de la cavidad de admisión. Para evitar este fenómeno la velocidad periférica de los engranajes de la bomba en el círculo primitivo de engrane, no debe superar los 10 m/s.

Para los sistemas de lubricación con cárter húmedo se emplean bombas de una sección (fig. 307, *a* y *c*). En los sistemas con cárter seco se instalan bombas de dos (fig. 307, *b*) o tres secciones, con una sección impelente y una o dos de evacuación. El caudal total de las secciones de evacuación, por lo común, es 2 veces mayor que el caudal de la sección impelente. En algunas bombas las dos secciones de evacuación se unen en una sola, lo que permite reducir el número de engranajes.

Las bombas de dos secciones se utilizan para el suministro autónomo del aceite desde una de las secciones hacia el radiador, después de refrigerarse el aceite se derrama al cárter (véase la fig. 306). Al conectar el radiador de aceite a un circuito aislado se crean condiciones más estables para su funcionamiento.

El caudal requerido de la bomba se determina por la cantidad de aceite:

1) suministrada a los cojinetes del cigüeñal, ésta constituye el 50 . . . 70% de todo el aceite que ingresa al conducto principal;

2) descargada a través de la válvula de reducción de la bomba y del filtro de depuración fina al cárter;

3) suministrada al árbol de levas, a los mecanismos de accionamiento de las válvulas y a las unidades auxiliares (al compresor, a los engranajes, al turbocompresor, etc.);

4) gastada para refrigerar la cara del pistón y lubricar los cilindros.

El régimen térmico del cojinete depende no solamente de las cargas que se transmiten desde el árbol, sino también de las velocidades circunferenciales en sus muñones. Siendo elevadas dichas velocidades (15 m/s), pueden surgir zonas de recalentamiento que conducen a la posterior destrucción de la capa antifricción. Para velocidades circunferenciales superiores a 5 m/s, con las cuales los cojinetes deberán obligatoriamente refrigerarse por aceite, el suministro de éste hacia los cojinetes de bancada y de biela del cigüeñal, según datos experimentales, constituye:

$$V_c = Cn_{nom}\, d^2 l_c,$$

donde C es un coeficiente igual a 0,008 . . . 0,012; n_{nom}, la frecuencia de rotación nominal del cigüeñal en rpm; d, el diámetro de los muñones del árbol, en m; l_c, el número total de cojinetes de biela y de bancada; V_c se expresa en m³/h.

Para los motores cuya potencia $N_e \geqslant 450$ kW o con frecuencia de rotación $n \geqslant 4000$ rpm, el coeficiente C se adopta más cerca al límite superior.

El caudal de la bomba, considerando la descarga del aceite a través de la válvula de reducción y la válvula de vaciado en el filtro de depuración fina (en m³/h), es

$$V_b = (1{,}7 \ldots 2{,}5)\, V_c.$$

El caudal mayor se refiere a aquellos motores en los cuales el aceite se utiliza para refrigerar los pistones.

De acuerdo a datos estadísticos la bomba suministra la siguiente cantidad de aceite [en m³/(W·h)]:

Motores de carburador con cojinetes de aleaciones blandas	$(20 \ldots 27)\cdot 10^{-6}$
Motores Diesel:	
sin refrigeración de los pistones con aceite	$(27 \ldots 41)\cdot 10^{-6}$
sobrealimentados y con refrigeración de los pistones con aceite	$(48 \ldots 68)\cdot 10^{-6}$

La cantidad de aceite necesaria para refrigerar los pistones depende del tipo de motor, del sistema de refrigeración, del grado de sobrealimentación y de la frecuencia de rotación. Para la refrigeración se gasta el 30 . . . 50% del aceite que ingresa para la lubricación de los mecanismos.

El suministro de la bomba de aceite, expresado mediante el caudal teórico V_t (en m³/h), bajo la suposición de que el volumen del diente es igual al volumen de la cavidad entre los dientes, se determina de las expresiones que vinculan las dimensiones principales de los engranajes dentados:

para la bomba con engranaje exterior (fig. 307, *a*, *b*)

$$V_b = \eta_{b1} V_t = 47\eta_{b1} (d_{e1}^2 - d_{i1}^2)\, b n_{b1};$$

para la bomba con engranaje interior (fig. 307, *c*)

$$V_b = \eta_{b2} V_t = 47\eta_{b2} (d_{e2}^2 - d_{i2}^2)\, b n_{b1},$$

donde η_{b1} es el coeficiente volumétrico de suministro, $\eta_{b1} = 0{,}75 \ldots 0{,}85$; d_{e1} y d_{i1}, los diámetros de las circunferencias de pie y de cabeza de los engranajes, respectivamente, en m; b, la longitud del diente o la altura del rotor, en m; n_{b1}, la frecuencia de rotación del eje conductor de la bomba a la frecuencia de rotación nominal del cigüeñal n_{nom}, en rpm; η_{b2}, el coeficiente volumétrico de suministro siendo la contrapresión igual a 1 MN/m² y $n_{e1} = 400 \ldots 500$ rpm, $\eta_{b2} = 0{,}8 \ldots 0{,}9$; d_{e2} y d_{i2}, los diámetros exterior e interior, respectivamente, del rotor interior, en m.

El coeficiente de suministro depende de muchos factores, en primer lugar, de la magnitud de las holguras frontales y radiales entre los engranajes y el cuerpo, de la temperatura y viscosidad del aceite,

del enrarecimiento en la entrada a la bomba y contrapresión a la salida, del número de revoluciones de los engranajes y de las dimensiones de la bomba.

La holgura axial oscila entre los límites de 0,05 . . . 0,15 mm y la holgura radial es igual a 0,05 . . . 0,18 mm.

Se tiende a reducir en lo posible las dimensiones y la masa de las bombas de aceite, lo que se consigue aumentando la frecuencia de rotación y utilizando engranajes con pequeño número de dientes (hasta seis o siete) con módulo grande. En este caso se dificulta la estanqueidad de la cavidad de alta presión, lo que se elimina parcialmente instalando engranajes con dientes oblicuos o corregidos. Para obtener una empaquetadura radial efectiva, el espesor de la punta del diente deberá ser no menor de 1,5 . . . 2,0 mm. El diámetro del eje se escoge de la condición $d_e \leqslant d_{11} - 5$ mm (fig. 307, *b*). La longitud de los dientes deberá ser (1,2 . . . 1,5) d_{e1}. Siendo mayor la longitud, empeora la estanqueidad y aparecen considerables tensiones en el árbol.

Las bombas con engranaje interior o de lóbulos (fig. 307, *c*) tienen ventajas en cuanto a las dimensiones exteriores y a la masa. La bomba trabaja bajo el principio de desalojamiento. El rotor exterior tiene mayor número de dientes que el interior. El eje del rotor interior

46. Parámetros principales de los engranajes exteriores en las bombas de aceite

Parámetros	Motores de carburador	Motores Diesel
Diámetro de la circunferencia primitiva, mm	26...30	34...52
Módulo	3,50...4,75	4,00...4,25
Número de dientes	7...8	7...12
Altura del diente, mm	7,7...10,2	7,6...9,6
Longitud del diente, mm	20...50	36...50
Holgura, mm:		
radial	0,05	
frontal	0,04	

está dispuesto excéntricamente con respecto al eje del rotor exterior. La magnitud del descentrado e_b es igual a la mitad de la altura del diente. Los parámetros característicos de los engranajes de las bombas de aceite con engranaje exterior se dan en la tabla 46.

Una gran influencia sobre el caudal real de la bomba ejercen las resistencias en la línea de succión y contrapresión en la línea de impulsión, que dependen de las velocidades del flujo en los conductos.

Las velocidades calculadas, partiendo del suministro teórico de la bomba, en la línea de succión de la tubería de aceite, en los motores de carburador alcanzan 1,3 . . . 3,6 m/s, mientras que en los motores

Diesel es de 2,0 . . . 5,0 m/s. Las velocidades de impulsión del aceite en el conducto principal son 1,8 . . . 4,5 m/s y 3,8 . . . 6,1 m/s, respectivamente.

Los engranajes se hacen de acero, de hierro fundido o de cermet.

§ 5. Filtros de aceite

El grado necesario de filtración y la finura de depuración del aceite en cuanto a las partículas mecánicas están condicionados por las elevadas cargas específicas sobre las superficies de trabajo de los cojinetes y las considerables velocidades circunferenciales en los muñones de los árboles, así como por las pequeñas holguras en los cojinetes y la elevada dureza de sus aleaciones antifricción. El tamaño tolerable de las partículas de impurezas depende de las holguras en los cojientes.

La capacidad portante de la película de aceite en los cojinetes sobrecargados de los cigüeñales se asegura siendo las holguras diametrales relativamente pequeñas, su magnitud absoluta oscila dentro de los límites de 0,025 . . . 0,050 mm para los motores de carburador y 0,04 . . . 0,12 mm para los motores Diesel. Con el objeto de evitar el desgaste y rayaduras en las superficies rozantes, el tamaño de las partículas que deja pasar el filtro debe ser menor que la holgura crítica (3 . . . 4 μm) en el cojinete. Los casquillos de aleación antifricción de elevada dureza, funcionan sin fallas en las superficies solamente en caso de un filtrado del aceite lo suficientemente fino.

En los sistemas modernos de lubricación se utilizan filtros de depuración basta y fina, los cuales captan partículas cuyas dimensiones son hasta de 30 . . . 60 y 0,5 . . . 1 μm, respectivamente.

Los filtros de depuración basta se intercalan en serie delante del conducto principal y todo el flujo de aceite que se dirige a los cojinetes del cigüeñal es filtrado (depuración total). Cuando el aceite está frío y además es viscoso o en caso de obstrucción de la superficie filtrante, la presión delante del filtro se eleva y el aceite empieza a bombearse al conducto principal parcial o totalmente a través de una válvula de seguridad eludiendo el filtro.

Los filtros de depuración fina con pequeña capacidad de paso y elevada resistencia del elemento filtrante se instalan en una derivación del conducto principal. El aceite depurado se descarga directamente al cárter.

La capacidad de paso de los filtros de depuración fina no supera el 15 . . . 25% del caudal de la bomba de aceite. Detrás del filtro de depuración fina hay un orificio de estrangulación que impide la caída de presión en el conducto principal en caso de que se rompa el elemento filtrante.

Para la depuración basta del aceite se emplean filtros de mallas con un número de orificios pasantes hasta de 50 000 por 1 cm², de cinta con relieves, de laminillas (ranurados) con rascadores para la limpieza (motores ZIL-130, ZIL-164, ZMZ-21 y otros) los cuales

retienen impurezas hasta de 50 . . . 125 μm de tamaño. Para la depuración fina se utilizan filtros de retención superficial, de papel, de cartón (fig. 308, *a* y *b*) o de absorsión —de fieltro, de aserrín (fig. 308, *c*), combinados (fig. 308, *d*), así como filtros tipo centrífugos (fig. 308, *e* y *f*).

Los elementos de papel cuyo espesor de la pared filtrante es hasta de 0,8 mm y los de cartón, con espesores de 0,6 . . . 1 mm, se hacen en forma de pliegues para incrementar la superficie de filtrado. Poseen un área específico de 5 . . . 12 cm^2/cm^3 con una porosidad hasta de 70% (fig. 308, *a* y *b*). Los filtros combinados (fig. 308, *e*) constan de dos filtros: de depuración gruesa (generalmente tipo de laminillas) y de depuración fina (de cartón o centrífugo).

Para retener las limaduras del desgaste (partículas ferromagnéticas), en los cárteres y en cuerpos de los filtros se instalan además retenedores magnéticos en forma de tapones.

El filtrado más perfecto se consigue cuando todo el aceite circulante pasa por el filtro de depuración fina (depuración total). Un prolongado trabajo del motor con pequeñas pérdidas de presión en los filtros de los tipos volumétrico y superficial con depuración total puede ser asegurado solamente si sus dimensiones son relativamente grandes. Para realizar el filtrado de todo el flujo se emplean también elementos filtrantes superficiales de papel o de cartón y los filtros combinados. En una serie de estos últimos a través del filtro de depuración gruesa se deja pasar todo el aceite, mientras que por el de depuración fina pasa solamente una parte del aceite. La utilización de filtros de papel de depuración total permite reducir el desgaste de las camisas en 20%, de los muñones de bancada en 50% y de los de biela en 65%.

Se han difundido ampliamente las centrífugas con accionamiento de las toberas del rotor por reacción hidráulica (fig. 308, *e*, *f*). Las centrífugas se conectan en paralelo al conducto principal, enviando el aceite depurado al cárter. Se utilizan también sistemas de lubricación con conexión en serie de la centrífuga y el filtro de depuración fina de circulación total. La desventaja de las centrífugas reactivas consiste en el consumo adicional de aceite para el accionamiento del rotor.

La frecuencia de rotación del rotor de la centrífuga depende de la viscosidad del aceite y de la caída de presiones. Cuando el aceite está caliente, el rotor alcanza 6000 . . . 8500 rpm y la presión del aceite delante del rotor es 0,5 . . . 0,7 MPa. La caída de presiones debe ser no menor de 0,2 MPa. El gasto de aceite para el accionamiento constituye unos 8 . . . 12 kg/min. Las centrífugas aseguran un elevado grado de depuración, el tamaño de las partículas que dejan pasar no supera los 0,5 . . . 1 μm.

El área específico de paso en los filtros de depuración basta varía entre los límites de 1,5 . . . 3 cm^2/kW, en el filtro de depuración fina conectado en serie es de 30 . . . 45 cm^2/kW y en paralelo es 120 . . . 140 cm^2/kW.

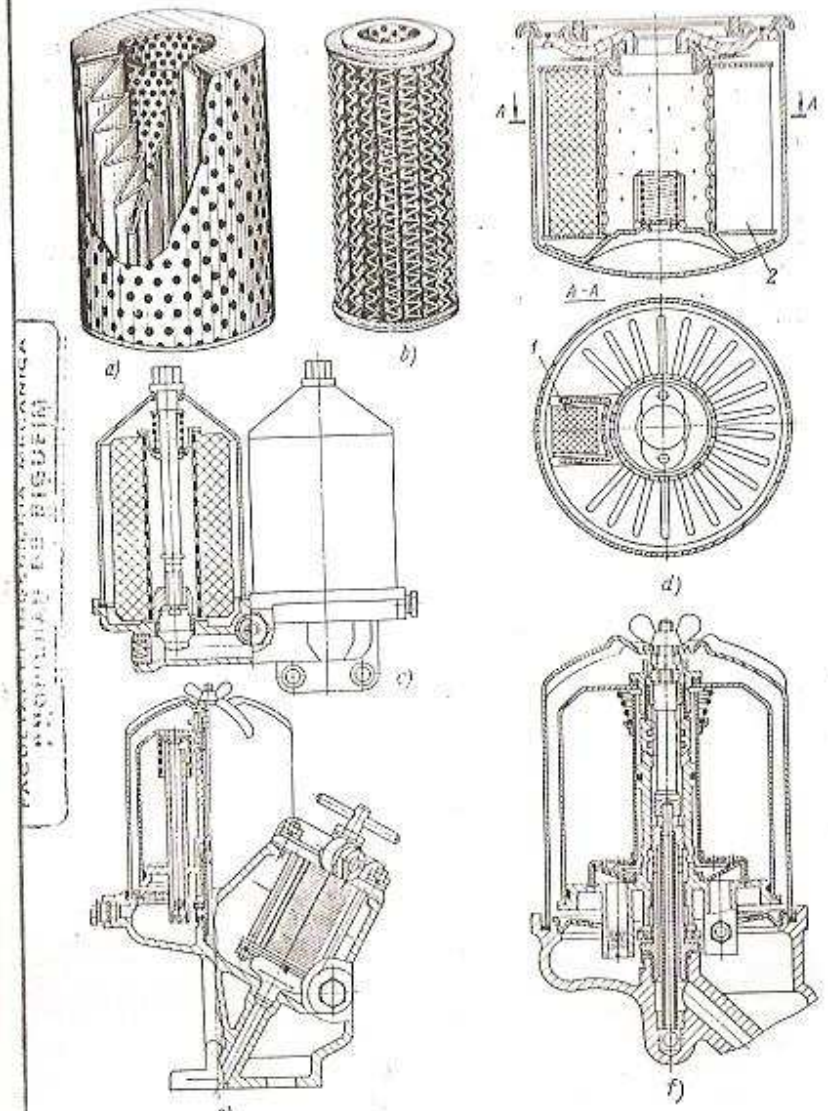


Fig. 308. Filtros de depuración fina:
a, *b* — delpapel dejacción superficial; *c* — de absorción, de depuración basta, hecho de aserrín, para el motor Diesel YAMZ-240; *d* — combinado, de circulación total; *e* — centrífugo de circulación parcial, con elementos filtrantes de laminillas ZIL-130; *f* — centrífugo, de circulación total ZIL-130; *1* — elemento de depuración basta; *2* — elemento de papel

En los motores de carburador rápidos se instalan también centrífugas con accionamiento mecánico, las cuales se colocan en el extremo delantero del cigüeñal (véase la fig. 281). Se utilizan para la depuración con circulación total. La caja de la centrífuga se fabrica formando una pieza íntegra con la polea para el accionamiento del ventilador y del generador. Después de pasar por la centrífuga el aceite ingresa directamente al conducto principal del cigüeñal. La depuración del aceite en semejantes centrífugas es menos efectiva, ya que el motor de automóvil funciona a regímenes de velocidad variable. En este caso, a veces se conecta paralelamente al sistema de lubricación un filtro adicional de depuración fina con elemento filtrante intercambiable.

CAPÍTULO XXVI

Sistema de refrigeración

El incesante incremento de la potencia en las máquinas térmicas, que se observa en los últimos años, da lugar al aumento de la cantidad de calor que se transfiere al sistema de refrigeración y a la inevitable elevación de sus dimensiones y masa. En los motores de automóvil se emplean dos tipos de sistemas de refrigeración: por agua (u otro líquido) y por aire.

La efectividad del sistema de refrigeración por agua se eleva con el aumento de la circulación del líquido, su temperatura máxima y la cantidad de calor disipado en el radiador por unidad de área. La efectividad se evalúa por la potencia consumida para accionar el ventilador y la bomba, así como por los índices dimensionales y másicos.

La efectividad del sistema de refrigeración por aire se caracteriza por la uniformidad de los campos de temperatura en las paredes de los cilindros y culatas tanto en dirección radial como a lo largo de la altura, por los consumos de potencia en el accionamiento de los ventiladores, así como por sus dimensiones exteriores.

Con ayuda del sistema de refrigeración se mantiene estable el estado térmico del motor en todo el diapasón de regímenes de carga y velocidad y se asegura la temperatura más adecuada, con la cual se logran los índices económicos y energéticos óptimos.

La aplastante mayoría de los motores para vehículos utiliza la refrigeración por agua. La refrigeración por aire se ha difundido en los motores Diesel, en los cuales el proceso de trabajo mejora siendo elevadas las temperaturas de las superficies de las cámaras de combustión. En los motores a gasolina se emplea la refrigeración por aire en modelos de potencias relativamente pequeñas.

Los principales parámetros del sistema de refrigeración se eligen durante el diseño de tal manera que se asegure la termodisipación requerida cuando el vehículo se mueve con la mayor relación de transmisión a baja velocidad (12 . . . 15 km/h) y a elevada temperatura del aire ambiental (40 °C). Para las demás condiciones de funcionamiento la superficie de disipación de calor y el suministro del ventilador resultan excesivos. Por eso, en los sistemas de refrigeración

se prevén mecanismos especiales que mantienen automáticamente la temperatura del líquido refrigerante o de las paredes de la culata (para el caso de refrigeración por aire) en el nivel requerido.

Las investigaciones han mostrado que el 95% de los motores de coches funcionan sobreenfriados durante el 90% de su tiempo de trabajo. La utilización de termostatos, que reducen la circulación del líquido en el sistema, no elimina la posibilidad del sobreenfriamiento de los motores. Para evitar esto, hacia el mecanismo de accionamiento del ventilador se conectan dispositivos que varían su caudal. Simultáneamente se reduce la potencia que se gasta en el accionamiento del ventilador y el consumo operacional de gasolina.

Sistema de refrigeración por líquido. En los automóviles este sistema se emplea exclusivamente del tipo cerrado con circulación forzada del líquido y con uno o dos sistemas de regulación (temperatura del líquido y del aire).

El primer sistema de regulación consta de un termostato de acción automática que está conectado al circuito de circulación y regula la cantidad de líquido que ingresa al radiador. De esta manera se mantiene la temperatura en la salida del motor, al nivel de 90 . . . . . 95 °C para cualquier régimen de velocidad y de carga. En función de la posición que ocupe la válvula del termostato varía la relación entre los flujos del líquido que pasa por el radiador para refrigerarse y el que retorna a través del tubo de derivación hacia el motor sin pasar por el mismo.

En la mayoría de los casos, se instalan termostatos de caudal total que distribuyen el flujo del líquido entre el circuito principal en dirección al radiador y el de retorno (by-pass), sin disminuir la intensidad de circulación del líquido.

El segundo sistema de regulación se realiza mediante persianas que se instalan delante del radiador y varían la cantidad de aire que pasa por el radiador. Las persianas se abren y se cierran con ayuda de termostatos con relleno sólido o manualmente. Para crear la fuerza que cambia la posición de las persianas se pueden emplear también el enrarecimiento en el colector de admisión, aire comprimido y la presión del aceite en el sistema de lubricación.

Cuando funcionan conjuntamente ambos sistemas de regulación se consigue una temperatura media constante del líquido refrigerante siendo distintas las condiciones de operación y pequeña la diferencia de temperaturas del líquido a la salida y a la entrada del motor.

En caso de que se aplique solamente el primer sistema de regulación, el valor de la diferencia de temperaturas que tiene el líquido a la entrada y salida del motor resulta elevada, especialmente cuando el motor funciona a pequeñas cargas y baja temperatura del aire circundante. La válvula del termostato en dichas condiciones deja pasar solamente una parte insignificante del líquido refrigerante, a causa de lo cual el tiempo en que ésto pasa a través del radiador aumenta y por lo tanto su temperatura disminuye bruscamente.

En el primer sistema de regulación la diferencia de temperaturas del líquido entre la salida y entrada del motor puede reducirse aumentando la cantidad de líquido que se desvía a través del tubo de derivación *3* (fig. 309). En algunos sistemas, en los denominados sistemas equilibrados, a través del tubo de derivación se desvía aproximadamente una misma cantidad de líquido para cualquier posición que ocupe la válvula del termostato. En estos sistemas el líquido caliente, al mezclarse con el líquido que se refrigera en el radiador, eleva considerablemente la temperatura de todo el flujo

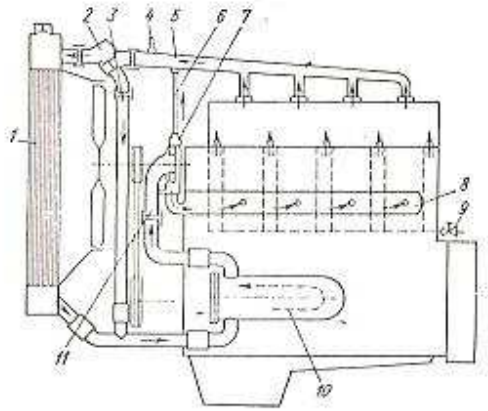


Fig. 309. Esquema del sistema de refrigeración de un motor en línea:
1 — radiador; *2* — termostato; *3* — tubería de derivación; *4* — sensor de temperatura; *5* — tubería de descarga; *6* — tubería de evacuación del aire y de los vapores de agua; *7* — bomba; *8* — colector de distribución; *9* — llave de vaciado para el líquido; *10* — radiador de aceite; *11* — tubería de alimentación de la bomba

que ingresa al motor. La velocidad de circulación del líquido en el motor en este caso aumenta, debido a lo cual disminuye el peligro de aparición de zonas de estancamiento. El flujo se hace más turbulento y la disipación de calor desde las paredes y la culata aumenta. Además, siendo elevadas las velocidades del líquido, disminuyen las incrustaciones sobre las superficies internas.

El sistema de refrigeración de un motor en línea, cuyos cilindros se refrigeran a toda su altura por líquido con circulación forzada, se representa en la fig. 309. La bomba de agua centrífuga *7* impele el líquido hacia la tubería *8*, que lo distribuye uniformemente entre todos los cilindros. El líquido se suministra generalmente hacia la parte inferior del cilindro, lo que permite evitar la formación de zonas de estancamiento (muertas) y bolsas de vapor y aire que perturban la circulación. Desde la camisa de cilindros el líquido pasa a la culata y de ésta por la tubería de descarga *5* se dirige al termostato *2*. Aquí el líquido se subdivide en dos flujos: uno ingresa a la

parte superior del radiador *1*, mientras que el otro, por el tubo de derivación *3* (circuito by-pass) retorna al motor. El tubo *6* sirve para evacuar el aire de la bomba, al llenar el sistema, así como los vapores después del calentamiento del motor.

En algunos motores se utilizan sistemas con suministro del líquido refrigerante directamente a las culatas de los cilindros, de donde una relativamente pequeña cantidad del mismo ingresa a los bloques y el resto, al radiador. En este caso, las camisas de los bloques también resultan conectadas incompletamente al sistema de circulación forzada y los cilindros se bañan con el líquido previamente calentado en las culatas en 3 . . . 4 °C. La circulación en los bloques se crea generalmente succionando el líquido por la bomba a través de las lumbreras frontales. Semejante sistema asegura un rápido calentamiento de las camisas después del arranque del motor.

En los sistemas de refrigeración cerrados el volumen interior está unido con la atmósfera circundante mediante una válvula doble de vapor y aire, instalada en la parte superior del radiador. En caso de recalentamiento, una de las válvulas se abre cuando la presión supera la atmosférica y expulsa los vapores que se formaron. En estos sistemas las pérdidas del líquido son menores debido a la formación de vapor. Cuando el motor se enfría después de pararlo el volumen del líquido disminuye y en el sistema se forma cierta depresión. En este caso, se abre la segunda válvula y une el sistema con la atmósfera. Ambas válvulas se instalan en la caja del tapón de llenado situado en el radiador.

La válvula de vapor y aire se regula a una presión manométrica de 0,09 MPa. La elevación de la presión en el sistema en 0,01 MPa da lugar al crecimiento de la temperatura de ebullición del líquido en 2,1 °C. Con el aumento de la temperatura del líquido refrigerante crece la diferencia de temperaturas entre el líquido y el aire (en 20 °C al cambiar la presión en 0,1 MPa) y se incrementa respectivamente la disipación de calor desde la superficie del panal. La magnitud de la superficie de disipación del panal, así como las dimensiones exteriores y la masa del radiador pueden entonces reducirse considerablemente.

En el sistema de refrigeración, en condiciones de explotación, se forman vapores de agua. Además, al llenar el sistema junto con el agua se introducen burbujas de aire. La existencia de aire y vapores puede perturbar la circulación del líquido.

La efectividad de los sistemas ordinarios de refrigeración con circulación empeora, a causa de que el rendimiento de la bomba disminuye cuando la temperatura del líquido se acerca al punto de ebullición. A temperaturas elevadas puede aparecer la cavitación en la bomba y se perturbará la circulación del líquido.

Estas alteraciones pueden evitarse de la siguiente manera:

1) creando cierto espacio libre en el radiador (con ayuda de tabiques) que constituye unos 4 . . . 5% del volumen total del sistema, lo que aumenta la altura del radiador;

2) utilizando el sistema de refrigeración con un vaso de expansión (este sistema se emplea cada vez más ampliamente en los motores de camiones y coches, en vehículos de transportes especiales y en tractores);

3) instalando tubos evacuadores de vapor y aire;

4) empleando sistemas soldados completamente herméticos con elevada presión interna (hasta de 0,2 MPa).

En la fig. 310, *a* se muestra el esquema de un sistema de refrigeración, en el cual el espacio delante del termostato *2* se une por el tubito *1* con la cañería de descarga *3* y con la parte superior *5* del radiador *6* para evacuar el vapor y el aire cuando el sistema se llena con agua y la válvula del termostato está cerrada. Sin embargo, estando la válvula del termostato completamente cerrada, una parte del líquido ingresa al radiador por el tubito *1*, lo que aumenta el tiempo de calentamiento del motor. Existiendo el termostato una parte del líquido ingresa por la tubería de derivación *4* a la bomba *7* sin pasar por el radiador.

El esquema del sistema de refrigeración con el vaso de expansión compensatorio *8* se muestra en la fig. 310, *b*. Durante la explotación la cantidad necesaria de líquido se echa a través del vaso de expansión. Los vapores de agua que se forman en el sistema y el aire desprendido pasan por el tubito *1* hacia el vaso de expansión, el cual está conectado simultáneamente mediante la tubería *9* con la parte superior *5* del radiador *6* y a través de la tubería *10* con la cavidad de succión de la bomba *7*. El volumen del vaso de expansión alcanza el 25 . . . 30% del volumen del sistema. Disponiendo del vaso de expansión los radiadores se fabrican sin espacios de compensación adicionales.

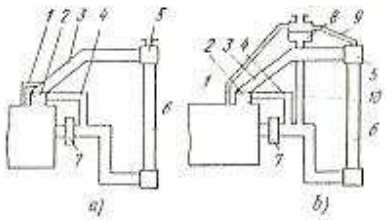


Fig. 310. Esquemas de sistemas de refrigeración:
a — sin vaso de expansión y con tubería de descarga; *b* — con vaso de expansión

La dilatación del líquido que tiene lugar durante el calentamiento se compensa con ayuda del vaso *8*, donde el líquido que se encuentra en él automáticamente se excluye de la circulación. Durante el enfriamiento sucede el fenómeno inverso: el sistema se llena desde el vaso, así como cuando hay pérdidas de líquido a través de la válvula de seguridad al formarse vapor de agua. Uniendo con la tubería *10* el balón de expansión y la cavidad de succión de la bomba, se asegura una presión estática constante delante de ella, disminuyendo la posibilidad de que aparezca la cavitación.

Los sistemas de refrigeración perspectivos, en cuanto a la efectividad en el aprovechamiento de la superficie de termodisipación del radiador, son los sistemas sellados por soldadura, llenos de un líquido para toda estación. Semejantes sistemas con elevadas tem-

peraturas del líquido refrigerante (hasta 120 °C) y mantenimiento garantizado de la hermeticidad en el curso de un largo tiempo de operación han obtenido gran difusión en las unidades de potencia de coches y camiones.

El empleo de sistemas sellados con líquido para toda estación, de alta temperatura (hasta 120 °C), permite reducir las dimensiones exteriores y la masa del sistema de refrigeración, disminuir el consumo de metales no ferrosos y la laboriosidad del servicio técnico.

Al aplicar los sistemas con elevadas temperaturas, frente a la estructura de los motores y al sistema de refrigeración se presenta

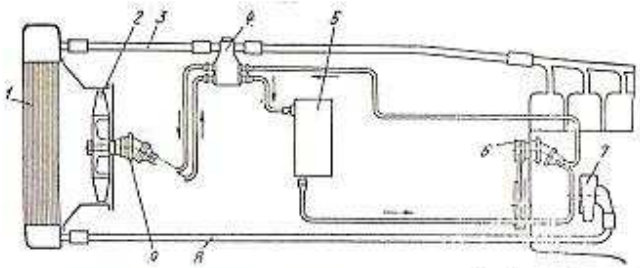


Fig. 311. Esquema del sistema de refrigeración con radiador en la parte frontal y el motor en la parte posterior del autobús:
1 — radiador del sistema de refrigeración; 2 — ventilador; 3 — tubería de descarga del líquido desde el motor; 4 — termostato para regular la velocidad de rotación del ventilador 5 — bomba de aceite del sistema de circulación de aceite; 6 — bomba de aceite accionada por el motor; 7 — bomba de agua; 8 — tubería para el suministro de agua al motor; 9 — motor de aceite de la transmisión hidrovolumétrica

una serie de requisitos específicos, como por ejemplo, la existencia obligatoria del vaso de expansión, el suministro individual del líquido a cada uno de los cilindros, etc.

La utilización de un líquido que se congela a baja temperatura (anticongelante) en calidad de refrigerante, empeora el intercambio de calor y eleva la temperatura de las piezas a igual nivel de temperaturas del agua y el anticongelante. Se debe tener en cuenta que la temperatura de las piezas del grupo cilindro-pistón crece con el aumento de la viscosidad del líquido refrigerante y con la disminución de su conductibilidad térmica, calor específico y densidad. El calor específico del anticongelante es, comparado al agua, 15% menor y la viscosidad es en 5,7 veces mayor.

Al elevar la temperatura del líquido refrigerante hasta 120 °C, la temperatura de las piezas que conforman el grupo cilindro-pistón crece en 10 . . . 12 °C.

En los autobuses con el motor en la parte posterior (fig. 311) o dispuesto horizontalmente debajo del piso, el radiador del sistema de refrigeración con el ventilador es conveniente colocarlos en la parte frontal. En este sistema el ventilador se acciona por el motor de aceite que tiene una transmisión hidrovolumétrica.

Dimensiones del radiador. Se definen por la disposición del radiador en el vehículo, por la cantidad de calor que se disipa en él, por las velocidades del aire insuflado y del líquido que circula en los tubos, por los parámetros constructivos del radiador (su forma, disposición y número de filas que tienen los tubos, número de láminas, espesor de las paredes, tubos y láminas, su material, etc.).

Las dimensiones del área frontal del radiador dependen de la altura del motor y de la forma externa en la parte delantera del capó del automóvil. Al disminuir la altura del motor y del vehículo la forma del área frontal se hace menos favorable, ya que por condiciones de diseño se pasa de la forma cuadrada a la rectangular. Disminuyendo la altura del radiador se reduce el área barrida por las paletas del ventilador, lo que da lugar al decrecimiento de su diámetro.

En los coches de turismo modernos y en cierta medida en los camiones se observa un redondeamiento de la parte delantera del capó, que da lugar al empeoramiento de las condiciones de soplado que tiene el radiador. El área barrida por el ventilador generalmente no supera el 75 . . . 80% del área frontal.

Cada vez mayor difusión obtienen los radiadores anchos con flujo transversal del líquido, a pesar de cierta degradación de las propiedades aerodinámicas, lo que corresponde actualmente en mayor medida a la forma que posee la parte delantera del capó del automóvil. En este caso, el área del radiador barrida por las paletas del ventilador se utiliza con la mayor eficacia.

La efectividad del sistema de refrigeración depende mucho de la elección de las velocidades con que se mueven el líquido y el aire. Incrementando las velocidades del líquido en los tubos se incrementa la diferencia de temperaturas entre el aire y el líquido. En flujo de agua se hace entonces turbulento y el coeficiente de transmisión de calor aumenta. La velocidad del líquido en los tubos es conveniente elevarla hasta 0,7 . . . 0,9 m/s. Al seguir aumentando la velocidad se eleva la potencia consumida para accionar la bomba, sin obtener un considerable incremento del coeficiente de transmisión de calor.

En la fig. 312 se representan algunas estructuras de radiadores: panal de tubos y aletas (fig. 312, *a*), tubular con láminas sesgadas (fig. 312, *b*) y de secciones (fig. 312, *c*). Los más difundidos son los panales de tubos y aletas, en los cuales el líquido pasa por los tubos y los que trabajan bajo una presión relativamente alta. Para aumentar la superficie de disipación calorífica entre los tubos se instalan láminas planas y lisas (fig. 312, *a*) o láminas sesgadas (fig. 312, *b*) para turbulenciar el flujo de aire y elevar el coeficiente de transmisión de calor. La resistencia aerodinámica de los radiadores con láminas sesgadas es mayor. Los tubos se colocan en varias filas, ya sea con disposición rectangular (fig. 312, *a*), o escaqueada (fig. 312, *e*), o bien formando un ángulo con el flujo de aire (fig. 312, *d*). Los tubos se sueldan al depósito inferior y a la parte superior del radiador.

La frecuencia con que se colocan los tubos queda determinada por su paso (fig. 312, *e*) frontal t_f y en profundidad t_p. La frecuencia de

colocación de las aletas queda definida por el paso a lo largo de la altura del radiador t_{a1} (fig. 312, *a*). Las dimensiones de los tubos oscilan entre: ancho $a \approx 13 \ldots 20$ mm, espesor $b \approx 2 \ldots 4$ mm, grosor de las paredes del tubo $\delta_1 \approx 0{,}13 \ldots 0{,}20$ mm. El paso frontal de los tubos $t_f \approx 10 \ldots 15$ mm y en profundidad $t_p \approx 16 \ldots 25$ mm. El grosor de las láminas alcanza 0,08 . . . 0,12 mm; el paso de las aletas en altura $t_{a1} \approx 2{,}5 \ldots 4{,}5$ mm. Las aletas tienen un rebordeado por el perímetro del tubo y no se sueldan hacia los tubos. Al disminuir el paso de los tubos y aletas, aumentan la

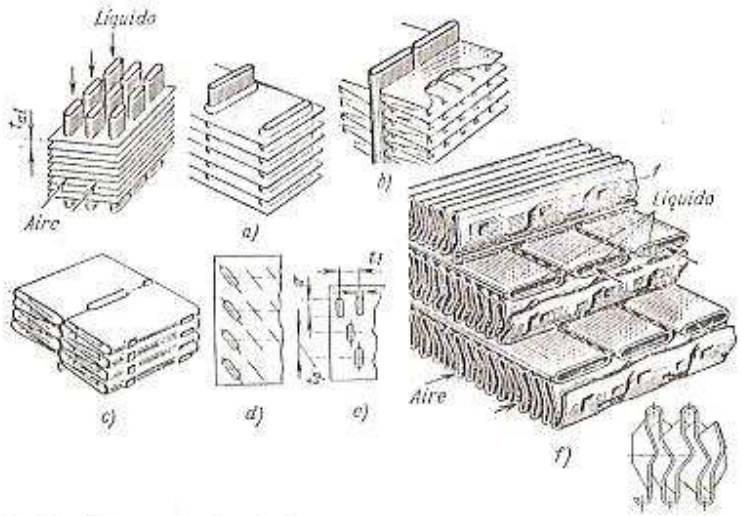


Fig. 312. Estructuras de radiadores

resistencia aerodinámica del radiador y la potencia gastada en accionar el ventilador. Los radiadores con tubos dispuestos en ángulo respecto al flujo de aire, tienen una resistencia aerodinámica en 20 . . . . . 40% mayor que cuando están dispuestos en paralelo. Los tubos se fabrican generalmente de latón y las aletas se hacen de latón o de cobre, éste posee un coeficiente de transferencia de calor más alto.

Ampliamente se emplean panales tubulares de cintas, con hojas adelgazadas para el aire (fig. 312, *f*), que poseen elevado coeficiente de compacidad (1100 1/m). La disposición de los tubos es rectangular. Para turbulenciar el flujo de aire, en la superficie de la cinta se estampan las ranuras *1*. La cinta se sinteriza con los tubos estañados. El grosor de la cinta no supera los 0,08 . . . 0,1 mm, su paso es de 4 . . . 5 mm. Las dimensiones y el paso de los tubos son los mismos que en los panales de tubos y aletas. Los panales tubulares de cintas

se caracterizan por tener coeficientes de transmisión de calor más elevados.

Los radiadores de secciones (fig. 312, *c*) se fabrican de láminas de cobre, en las cuales se hacen cortes y sesgos para la turbulización del flujo de aire. Cada banda ondulada se repliega, después de lo cual se suelda la sección. La capacidad de disipación calorífica de tales radiadores, referida a su masa, es mayor que en los de tubos y aletas.

El aumento de la superficie de termodisipación se logra disminuyendo el paso de las láminas y tubos tanto frontalmente como en profundidad, así mismo, aumentando la profundidad del radiador. Lo último da poco efecto. Así por ejemplo, cuando se incrementa la profundidad en 50% la capacidad de termodisipación del radiador se eleva en 15%, y cuando se incrementa en 100%, la capacidad se eleva tan sólo en 20%.

La velocidad media del aire, referida a la sección anterior al frente del radiador varía en los radiadores para automóviles entre los límites de $v_a = 7 \ldots 12$ m/s. Para el cálculo del radiador la velocidad v_a se asigna. La resistencia al paso del aire del radiador es $\Delta p_a = 20 \ldots 300$ Pa. Cuando pasa el aire a través del radiador se calienta en 20 . . . 30 °C.

Para calcular la superficie de disipación calorífica se debe tener en cuenta también la velocidad del flujo de aire que va al encuentro del radiador y que es igual a 4,5 . . . 5,5 m/s. Esta corresponde a la velocidad del vehículo automotor de 12 . . . . . 15 km/h.

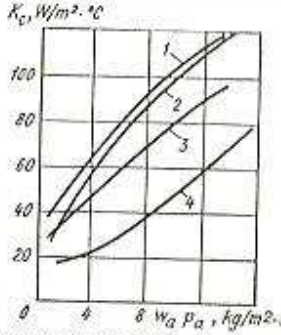


Fig. 313. Variación de los coeficientes de transmisión de calor K_c en función de la velocidad másica del aire (la velocidad del líquido es 0,4 m/s) para radiadores con tubos dispuestos: *1* — formando un ángulo respecto al flujo; *2* — en forma escalonada; *3* — en forma rectangular; *4* — en forma de penal

El coeficiente de transmisión de calor del radiador depende de la disposición y del número de tubos, del número de láminas, del espesor que tienen las paredes de los tubos y láminas, del tipo de material, así como de la velocidad del aire y del líquido. El coeficiente de transmisión de calor K_c se halla a partir del diagrama (fig. 313) en correspondencia con la estructura elegida del radiador y la velocidad másica del aire $v_a \rho_a$ (donde ρ_a es la densidad del aire). El valor de ρ_a se determina para las condiciones delante del radiador, considerando el calentamiento del aire cuando pasa por las persianas.

La compacidad constructiva del radiador se caracteriza por el coeficiente volumétrico de compacidad:

$$\varphi_{rad} = \frac{F_{d.c}}{V_{rad}}, \qquad (292)$$

donde $F_{d.c}$ es la superficie total de disipación calorífica del radiador, en m²; V_{rad}, el volumen del mismo, en m³.

El volumen del radiador constituye

$$V_{rad} = F_t l_{rad},$$

siendo F_t el área frontal del radiador, en m²; l_{rad}, la profundidad del radiador, en m. Para los radiadores de vehículos $l_{rad} = 60 \ldots 130$ mm.

Después de sustituir el volumen del radiador V_{rad} en la expresión (293) obtenemos

$$\varphi_{rad} = \frac{F_{d.c}}{F_t l_{rad}}, \qquad (293)$$

de donde la profundidad del radiador

$$l_{rad} = \frac{F_{d.c}}{F_t \varphi_{rad}}. \qquad (294)$$

El área frontal depende de la disposición del radiador. En los radiadores de los vehículos modernos el coeficiente volumétrico de compacidad es igual a 900 . . . 1100 1/m. En los panales de tubos y aletas de dos filas el coeficiente $\varphi_{rad} = 1350$ 1/m.

El coeficiente de aleteado que integra la fórmula (295) y que es igual a la relación entre la superficie total de refrigeración del panal de tubos y aletas y la superficie total de los tubos, alcanza $\xi = 7{,}5 \ldots 10$. Aumentando el coeficiente ξ se eleva la resistencia aerodinámica del radiador.

El volumen específico del sistema de refrigeración de los motores para coches de turismo constituye $(0{,}18 \ldots 0{,}326)\cdot 10^{-3}$ l/W y para los camiones es $(0{,}24 \ldots 0{,}34)\cdot 10^{-3}$ l/W.

Las magnitudes de las superficies de termodisipación, referidas a la potencia nominal del motor, al hacer los cálculos preliminares pueden elegirse también de los datos estadísticos existentes: $(0{,}14) \ldots 0{,}20)\cdot 10^{-3}$ m²/W para los coches de turismo y $(0{,}20 \ldots 0{,}41)\cdot 10^{-3}$ m²/W para los camiones.

Cálculo del radiador. El cálculo consiste en determinar la superficie de termodisipación para el tipo elegido de radiador, así como las velocidades del líquido refrigerante y del aire. En el cálculo se asume que el calor entregado al sistema de refrigeración deberá ser disipado por la superficie del radiador.

Las pérdidas caloríficas se evalúan por la cantidad de calor relativa que se transmite al sistema de refrigeración:

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_0},$$

donde Q_1 es la cantidad de calor transmitida al líquido refrigerante; Q_0, la cantidad de calor introducida al motor con el combustible. Cuando el motor funciona a la potencia nominal

$$Q_1 = q_1 H_u G_c,$$

siendo H_u el poder calorífico del combustible, en J/kg; G_c, el gasto de combustible, en kg/h.

Para el caso de que disminuya el coeficiente de transmisión de calor, debido a la obstrucción de la superficie exterior del radiador y a los sedimentos que se forman en las superficies internas de los tubos, así como a las desviaciones adoptadas en los datos del cálculo con respecto a las condiciones reales, la cantidad de calor calculada se incrementa en 10%, o sea, $Q_{cal} = 1{,}1\ Q_1$.

La magnitud de q_1 depende del tipo de motor (de carburador o Diesel), del tipo de proceso de trabajo, de la frecuencia de rotación del cigüeñal, de si hay o no sobrealimentación, de la contrapresión en el escape, del material de la culata, de la superficie específica de la cámara de combustión, de la longitud de los conductos de escape en la culata, de la relación entre la carrera del pistón y su diámetro S/D, del espesor de las paredes de la fundición, etc.

Aumentando la frecuencia de rotación, el tiempo en que los gases están en contacto con las superficies internas del cilindro disminuye y las pérdidas caloríficas relativas se reducen. Así por ejemplo, en los motores de carburador con válvulas en culata y una relación de compresión $\varepsilon = 7{,}0 \ldots 7{,}5$, siendo $n = 1000$ rpm las pérdidas caloríficas relativas alcanzan el 34 . . . 36%, mientras que a $n = 4000 \ldots 5000$ rpm, las mismas disminuyen hasta el 24 . . . 26%.

La magnitud de q_1 depende también de la temperatura media del ciclo; como consecuencia de esto en los motores Diesel resulta un poco menor que en los motores de carburador, para $n_{nom} = 2100 \ldots 2200$ rpm, alcanza el 22 . . . . . 26%, para 2800 . . . 3000 rpm disminuye hasta un 16 . . . 18%.

A continuación se da la cantidad de calor q_1' [en J/(W·h)] transmitida al sistema de refrigeración de los motores:

De carburador	4560 . . . 5700
Diesel, con cámara de combustión:	
no separada	2400 . . . 2850
separada	2850 . . . 3450

Por lo tanto:

$$Q_1 = q_1' N_e.$$

La vinculación entre la cantidad de calor calculada Q_{cal} y la magnitud de la superficie de disipación $F_{d.c}$ del radiador se expresa por la fórmula

$$Q_{cal} = k \Delta t_{l.a} F_{d.c}$$

o también

$$F_{d.c} = \frac{Q_{cal}}{k \Delta t_{l.a}}.$$

El coeficiente de transferencia de calor (véase la fig. 313) es

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\xi + \frac{\delta}{\lambda}\xi + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (295)$$

donde α_1 es el coeficiente de emisión de calor desde el líquido al tubo metálico; $\alpha_1 = 2500 \ldots 5000$ W/(m² °C); δ, el espesor de la pared de los tubos en m; α_2, el coeficiente de emisión de calor desde las paredes de los tubos al aire, $\alpha_2 = 100$ W/(m² °C); λ, el coeficiente de conductividad térmica, para los tubos de cobre $\lambda = 330$ W/(m² °C).

La caída de la temperatura, que es igual a la diferencia entre las temperaturas medias del líquido refrigerante y del aire que pasan a través del radiador:

$$\Delta t_{l.a} = t_{m.l} - t_{m.a},$$

donde

$$t_{m.l} = \frac{t_{s.l} + t_{e.l}}{2}; \qquad t_{m.a} = \frac{t_{s.a} + t_{e.a}}{2};$$

$t_{s.l}$ y $t_{e.l}$ son las temperaturas del líquido a la salida y entrada del radiador respectivamente; $t_{s.a}$ y $t_{e.a}$, las temperaturas del aire a la salida y entrada del radiador respectivamente.

La temperatura del líquido refrigerante a la salida del radiador en los sistemas cerrados generalmente es igual a 90 . . . 95 °C. La caída de la temperatura del líquido en el radiador $\Delta t_l \geqslant 7$ . . . 8 °C. En los motores intensificados de alta velocidad Δt_l puede alcanzar 5 °C.

La temperatura media del líquido es

$$t_{m.l} = t_{s.l} - \frac{\Delta t_l}{2} = 86 \ldots 91 \text{ °C}.$$

La temperatura del aire a la entrada del radiador es

$$t_{e.a} = t_0 + \Delta t_{r.a},$$

donde t_0 es la temperatura del medio circundante; para las regiones meridionales $t_0 = 40$ °C; $\Delta t_{r.a}$, el incremento de la temperatura del aire cuando pasa a través de las persianas o del radiador de aceite instalado delante del radiador del sistema de refrigeración $\Delta t_{r.a} = 3$ . . . 5 °C.

La temperatura del aire a la salida del radiador después de calentarse en él en Δt_a

$$t_{s.a} = t_{e.a} + \frac{\Delta t_a}{2}.$$

La temperatura $t_{s.a}$ se determina después de calcular la temperatura de calentamiento, aplicando la expresión

$$\Delta t_a = \frac{Q_{cal}}{3600 F_{fr} c_p \rho_{ea} \rho_a},$$

donde Q_{cal} es la cantidad de calor calculada en J/h; $v_a \rho_a$, la velocidad másica del aire en la parte frontal del radiador, en kg/(m²·s); c_p, el calor específico del aire; $c_p = 1{,}05 \cdot 10^3$ J/(kg·°C).

La densidad del aire se calcula a la temperatura en la entrada del radiador t_e. La temperatura del calentamiento del aire en el radiador $\Delta t_a = 20$ . . . 30 °C.

Una vez determinada la superficie de disipación $F_{d.a}$ mediante el área frontal conocida F_f y el coeficiente de compacidad del radiador se determina la profundidad del radiador l_{rad} de la expresión (234).

Bomba de agua. La bomba hace circular el líquido en el sistema de refrigeración, impide la formación de bolsas de vapor y aire y asegura una refrigeración uniforme. El número de ciclos, con que pasa el agua en el sistema llega hasta 7 . . . 12 veces por minuto.

Por lo común se emplean bombas de tipo centrífugo (fig. 314). La relación de transmisión entre el eje del rotor y el cigüeñal en los motores rápidos se elige cercana a la unidad. Esto permite reducir las dimensiones exteriores de la bomba. En los motores relativamente lentos la relación de transmisión del mecanismo de mando de la bomba se hace más alta (hasta 1,6). El rodete de la bomba se fabrica de bronce o de plástico.

La presión creada por la bomba se escoge a partir de la condición de superar todas las resistencias del sistema y obtener cierta reserva cavitacional. La presión en el conducto de admisión de la bomba deberá exceder en 0,02 . . . 0,04 MPa la presión a la cual tiene lugar la vaporización del líquido. La velocidad en las secciones de paso del

bloque y culata no pasa de 1 m/s. La magnitud de la presión creada por la bomba llega a 0,05 . . . 0,15 MPa.

Para elevar la fiabilidad del trabajo del sistema de refrigeración en la caja de la bomba, a la entrada delante del rodete se coloca un aparato guía en espiral. El líquido ingresante obtiene un movimiento rotacional y debido al efecto centrífugo el líquido se separa de las burbujas de aire y vapores, los cuales se concentran en la parte central

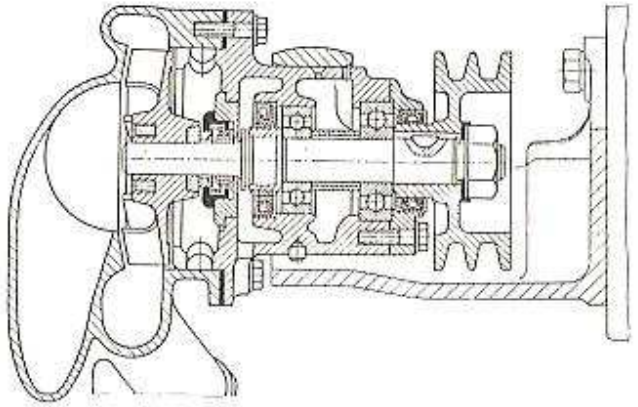


Fig. 314. Bomba tipo centrífuga de agua

del flujo y se evacuan a través de la tubería al vaso de expansión (véase la fig. 310, *b*). La velocidad del líquido en los conductos de admisión de la bomba no excede de 2,5 . . . 3 m/s.

La circulación del líquido se determina a partir de la cantidad de calor que se transmite al sistema de refrigeración:

$$V = \frac{Q_{cal}}{c_l \Delta t_l \rho_l},$$

donde c_l es el calor específico del líquido (agua); $c_l = 4{,}19$ kJ/(kg·°C); Δt_l, la caída de la temperatura del líquido en el radiador, en °C; $\Delta t_l = 7$ . . . 8 °C; ρ_l, la densidad del líquido, en kg/m³; V, en m³/h.

La potencia consumida en accionar la bomba constituye el 0,5 . . . . . 1% de la potencia nominal.

Ventilador. En los motores refrigerados por líquido es conveniente, por razones de composición, instalar ventiladores axiales que aseguran el paso del aire a través del radiador. La ventilación del motor y de sus órganos anexos se realiza sin variar la dirección del flujo de aire en el espacio debajo del capó.

Para utilizar mejor la superficie frontal y organizar el movimiento del flujo de aire debajo del capó es conveniente instalar una caja directriz. En este caso la distancia entre el ventilador y el radiador

llega a 80 . . . 100 mm. Cuando se prescinde de la caja directriz esta distancia es no mayor de 10 . . . 15 mm.

La potencia gastada en accionar el ventilador es proporcional a su frecuencia de rotación al cubo. Por eso, siendo constante la relación de transmisión del mecanismo de accionamiento, el consumo de potencia puede ser considerable. Esto se refiere especialmente a los motores de los coches de turismo que funcionan en una amplia gama de velocidades y cargas. En los regímenes de pequeñas cargas a baja temperatura del medio circundante el ventilador debe desconectarse para evitar un sobreenfriamiento del motor.

Para elevar la economía operacional de los vehículos, se instalan ventiladores de rendimiento variable, en los cuales la frecuencia de rotación varía desde la máxima hasta cero.

La modificación automática del accionamiento del ventilador, en correspondencia con el estado térmico del motor, se consigue con ayuda de los siguientes mecanismos: 1) acoplamientos de fricción, gobernados directamente por termostatos de relleno líquido o sólido; 2) embragues electromagnéticos conectados por sensores termostáticos; 3) acoplamientos hidrodinámicos con regulación automática; 4) accionamientos hidrovolumétricos con regulación automática; 5) dispositivos para variar el ángulo de ataque de las paletas del ventilador mediante su viraje por acción de la fuerza centrífuga de las propias paletas o como resultado de la regulación termostática; 6) mando autónomo del ventilador desde un motor eléctrico, que se conecta y desconecta con ayuda de un termorreló.

En los embragues electromagnéticos, al suministrar corriente al devanado de una bobina inmóvil, se magnetizan la parte conductora del acoplamiento, unida a la polea del mando, y la parte conducida, sujetada en el cubo del ventilador. El espacio entre las partes del embrague está lleno de un polvo magnetizante, el cual se atrae hacia las partes del acoplamiento cuando pasa la corriente, asegurando una conexión mecánica entre ellas.

Los acoplamientos hidráulicos se hacen autónomos o se conectan al sistema de lubricación del motor. En el primer caso el par motor se transmite mediante una capa de líquido en el acoplamiento completamente aislada, cuya viscosidad depende poco de la variación que sufra la temperatura. Además, la viscosidad del líquido deberá ser tal que cuando funcione el motor en el régimen del máximo torque no exista casi resbalamiento entre las partes conductora y conducida del acoplamiento. Al elevar la frecuencia de rotación el momento necesario para accionar el ventilador, aumenta y resulta mayor que aquel que puede transmitir el acoplamiento, como consecuencia de lo cual se produce un resbalamiento y se limita la frecuencia de rotación de las paletas del ventilador. En otros acoplamientos hidráulicos el flujo líquido se regula por medio de sensores termostáticos.

El accionamiento del ventilador representa en sí una correa trapezoidal con mecanismos para tensarla automáticamente o periódicamente durante el servicio. Las velocidades circunferenciales o periféricas de las torreas no deben superar los 30 . . . 35 m/s. En los motores grandes se utilizan transmisiones dentadas con elementos rozantes intermedios que aseguran el resbalamiento durante el arranque y la variación de los regímenes de velocidad. Las relaciones de transmisión que tiene el mando del ventilador llegan a 1 . . . 1,5.

A continuación se insertan los parámetros estructurales de los ventiladores axiales:

Número de paletas	4 . . . 7
Diámetro de las paletas D_p, en m	0,25 . . . 0,65
Ancho de las paletas, a lo largo de la cuerda, en mm	40 . . . 70
Diámetro del cubo D_c, en mm	(0,3 . . . 0,6) D_p
Velocidad circunferencial máxima de los ventiladores axiales, en m/s	hasta 100
Angulo de ataque óptimo para las paletas, en grados:	
planas	40 . . . 45
convexas	38

La holgura radial relativa entre la caja y el ventilador constituye 0,01. Al aumentar la holgura decrece bruscamente el rendimiento del ventilador.

Las paletas del ventilador se estampan de hojas de acero, cuyo espesor es de 1,2 . . . 1,6 mm y se sujetan al cubo por tornillos prisioneros.

Los ventiladores se fabrican fundamentalmente de polímeros, recurriendo al prensado, y sin equilibrado posterior. La velocidad circunferencial máxima en los ventiladores centrífugos constituye 70 . . . 100 m/s.

El caudal de los ventiladores (en m^3/s) es directamente proporcional a la velocidad de rotación, así que conociendo el área frontal F_f y la velocidad del flujo de aire en la sección delante del frente v_a, se determina aplicando la fórmula

$$V_{ven} = F_f v_a.$$

La resistencia aerodinámica de todo el camino que recorre el aire, necesaria para calcular y elegir el ventilador, está integrada por las siguientes resistencias: las que surgen en la entrada del aire a la caja, las que se oponen al paso del mismo a través de las persianas y radiador, a su circulación alrededor del motor y a su salida por debajo del capó.

El diámetro del ventilador se elige de manera que el coeficiente de soplado sea igual a la unidad. Para que se cumpla esta condición el área frontal del radiador debe ser igual al área barrida por las paletas, entonces el diámetro del ventilador puede ser determinado recurriendo a la expresión:

$$D_p = 2\sqrt{\frac{F_f}{\pi}}.$$

En vista de que la arista *A* del rotor durante este período atraviesa la lumbrera de admisión, el flujo de carga fresca continúa ingresando parcialmente al volumen de la cámara *III* y parcialmente entra a

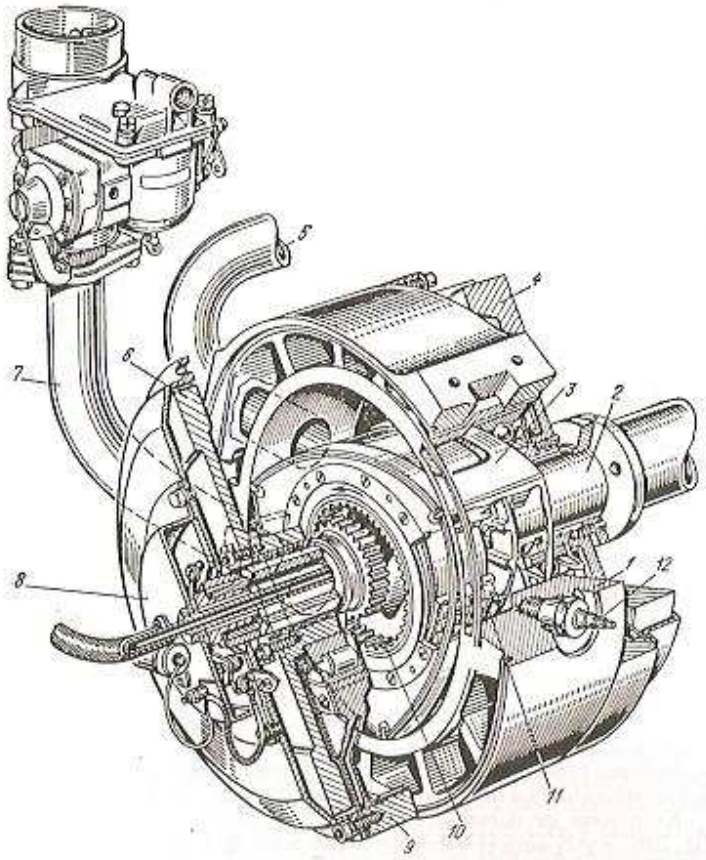


Fig. 315. Motor de pistón rotativo:
1 — cuerpo; *2* — árbol excéntrico; *3* — rotor; *4* — contrapeso posterior; *5* — conducto de escape; *6* — contrapeso delantero; *7* — conducto de admisión; *8* — caja del raptor; *9* — tapa del cuerpo; *10* — rueda con dentado interior; *11* — rodamiento del rotor; *12* — bujía de encendido

la cámara *I*, en la cual a cuenta de la energía cinética de la carga ingresante se produce un barrido adicional de la cámara *I* respecto a los gases quemados. El segundo período de admisión tiene una duración cercana a los 100° y empieza desde el instante en que la

arista *A* abre completamente la lumbrera de admisión. El volumen de la cámara *I* durante este período siempre se incrementa, alcanzando en el instante de su finalización la máxima magnitud. Finalmente,

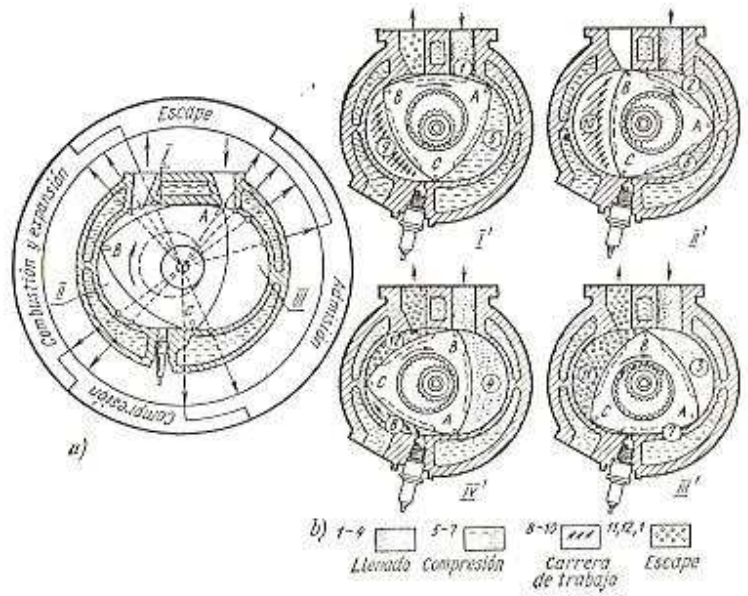


Fig. 316. Diagrama circular, que caracteriza cada uno de los procesos del motor de pistón rotativo y el ciclo de cuatro tiempos de este motor

en el curso del tercer y último período acaba el proceso de admisión y tiene lugar el rellenado del volumen de esta cámara con mezcla fresca, realizándose simultáneamente el proceso de compresión.

Durante este período la velocidad de variación del volumen de la cámara *I* disminuye debido al decrecimiento casi a la mitad de la velocidad que tiene el rotor. La mezcla fresca en el sistema de admisión se mueve con una velocidad suficientemente alta y en ella aparecen fenómenos dinámicos, utilizando los cuales se asegura el llenado suplementario de la cámara. Esto permite obtener elevados valores de η_V que se incrementan a medida que se eleva la frecuencia de rotación.

El proceso de admisión, lo mismo que en los motores alternativos, se evalúa mediante el coeficiente de llenado o rendimiento volumétrico η_V y los parámetros p_a y T_a al final del proceso de admisión. La variación de η_V en función de la frecuencia de rotación para dos motores se muestra en la fig. 317. Con el aumento de la frecuencia de rotación crece el coeficiente η_V desde su valores de 0,86 . . . 0,92 para

$n = 3000$ rpm, hasta 0,96 . . . 1,05 para $n = 6500$ . . . 7500 rpm. Tomando en consideración las pérdidas de una parte de la carga para el barrido, referidas a la cantidad de carga que participa en los procesos de compresión y combustión, los valores del rendimiento volumétrico se asumen en un 4 . . . 6% menores. La temperatura T_a y la presión p_a al final del proceso de admisión son iguales a 320 . . . . . 335 K y 0,09 . . . 0,097 MPa, respectivamente.

El proceso de compresión empieza en el instante en que la arista *B* cierra la lumbrera de admisión. Acaba en el instante cuando se obtiene el mínimo volumen de la cavidad estudiada. Tal como sucede en los motores alternativos la mezcla se enciende con cierto adelanto, es decir, antes de que el volumen de la cámara sea el mínimo. El avance del encendido constituye 20 . . . 30° antes de alcanzar el mínimo volumen de la cámara estudiada.

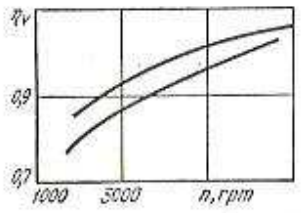


Fig. 317. Variación del rendimiento volumétrico η_v en función de la frecuencia de rotación del árbol excéntrico en el motor de pistón rotativo

En los motores de pistones rotativos el exponente politrópico medio de compresión es mayor que en los motores alternativos ($n_1 = 1{,}36$ . . . . . 1,39), debido a que la transferencia de calor a las paredes del estator resulta menor, como consecuencia de mayor frecuencia de rotación y más elevada temperatura de la superficie interna del estator en la zona donde se realiza el proceso de compresión.

La relación de compresión ε, con la cual se alcanzan los índices óptimos de potencia y economía, oscila entre 8,5 . . . 10. Para estos valores de ε la presión calculada al final de la compresión constituye $p_c = 1{,}4$ . . . 1,9 MPa y la temperatura $T_c = 650$ . . . 800 K.

El proceso de combustión en los motores de pistones rotativos transcurre con cierta diferencia, en comparación con el motor alternativo. En la posición del rotor correspondiente al mínimo volumen de la cavidad estudiada la cámara de combustión representa una angosta ranura comprimida en la parte intermedia por la saliente del perfil epitrocoidal del estator y está compuesta de dos volúmenes en forma de hoz que se comunican mediante la hendidura en el rotor. Desde el instante en que se inicia el proceso de combustión durante el giro del rotor la carga se traslada desde la cavidad posterior, que va reduciéndose, a la parte delantera que va aumentando. La velocidad con que pasa la carga depende de la forma y posición de la hendidura en el rotor. En forma análoga a como transcurre la combustión en los motores alternativos, este proceso en el motor de pistón rotativo puede dividirse en tres fases: inicial, principal y de combustión residual. La peculiaridad fundamental del proceso de combustión en el motor de pistón rotativo consiste en que su mayor parte transcurre simultáneamente con la expansión en un espacio cada

vez más creciente. En consecuencia, la presión en la fase fundamental de la combustión varía insignificantemente y el máximo valor de $\Delta p/\Delta\varphi = 0{,}03$ . . . 0,04 MPa/° (donde φ es el ángulo de rotación del árbol excéntrico). Las presiones máximas del ciclo son $p_z =$ $= 4$ . . . 5 MPa y la temperatura $T_z = 2300$ . . . 2650 K.

El MPR en comparación con el motor alternativo posee menos tendencia a la combustión detonante y, por lo tanto, se presentan menos requerimientos al octanaje del combustible. Para $\varepsilon = 9$ y un combustible cuyo N.O. es de 66 ó 72 la combustión transcurre sin detonación.

El proceso de expansión abarca aproximadamente 90° del ángulo de giro del rotor. Este proceso se realiza en su mayor parte conjuntamente con la combustión. Al final del proceso de expansión (aproximadamente a 20° antes del final) se abre la lumbrera de escape y empieza el escape libre de los gases quemados.

La superficie del estator donde se realiza el proceso de combustión y expansión, a diferencia del motor alternativo, no se refrigera con la carga fresca que ingresa a la cavidad durante la admisión y tiene una temperatura más elevada con respecto a otras zonas. Como resultado de esto, aquí durante el proceso de combustión y expansión la termodisipación desde los gases a la pared es menor. En vista de que la tercera fase de combustión es más prolongada, con respecto a los motores alternativos, el exponente politrópico medio de expansión constituye $n_2 = 1{,}15$ . . . 1,20. Al final del proceso de expansión la presión $p_b = 0{,}4$ . . . 0,6 MPa y la temperatura $T_b = 1750$ . . . . . 1950 K.

El proceso de escape empieza al final del proceso de expansión, cuando el borde de la arista *A* permite la salida de los gases quemados por la lumbrera de escape. La primera fase del escape —la anticipación— termina cuando el volumen de la cámara estudiada adquiere su máxima magnitud. Puesto que al principio de la apertura de la lumbrera de escape la presión p en la cámara es de 0,6 . . . 0,8 MPa, mientras que al final de esta fase resulta 0,3 . . . 0,5 MPa, y la caída de la presión $\beta = p_a/p$ es menor o igual al valor crítico (p_a es la presión atmosférica) el proceso de escape de los gases transcurre a velocidad crítica. La siguiente etapa del escape (fase *II*) se realiza a cuenta de la expulsión de los gases de escape efectuada por el rotor en movimiento. La duración de este período abarca 60° de giro del rotor. Posteriormente, cuando la arista *A* del rotor abre la lumbrera de admisión, comienza el barrido de la cavidad examinada por la mezcla fresca (fase *III*). Luego en la cavidad *I* transcurren simultáneamente el escape de los gases quemados y el ingreso de la carga fresca, mientras que en la cavidad contigua *II* se efectúa la expansión y el escape, ya que la arista del rotor *B* abre y cruza la lumbrera de escape. Para este instante el movimiento orientado de los gases quemados obtiene un carácter estacionario, lo que contribuye a un barrido efectivo del espacio correspondiente a la cavidad *I* (fase *IV*).

Los índices de funcionamiento del motor de pistón rotativo se

La frecuencia de rotación del ventilador, siendo conocida la velocidad circunferencial en el diámetro exterior de la paleta, es

$$n_{ven} = \frac{60u}{\pi D_p}.$$

El valor aproximado de la velocidad circunferencial (en m/s), que depende de la presión y de una serie de parámetros constructivos del ventilador, puede ser calculado por medio de la expresión:

$$u = 0{,}89\,\psi\sqrt{\Delta p_{c.a}},$$

donde ψ es el coeficiente de forma de las paletas; para las paletas planas $\psi = 2{,}8 \ldots 3{,}5$ y para las curvadas $\psi = 2{,}2 \ldots 2{,}9$; $\Delta p_{c.a}$, la resistencia del camino que recorre el aire, ésta es proporcional al cuadrado de la frecuencia de rotación, en N/m²; en los sistemas automovilísticos $\Delta p_{c.a} = 600 \ldots 1000$ N/m².

En caso de refrigeración por aire, la resistencia que opone el camino que recorre el aire depende de la intensidad del aleteado, de la estructura y disposición de las aletas, de la distancia entre los ejes de cilindros, del diseño de los deflectores y alcanza los siguientes valores (en kN/m²):

Motores a gasolina	hasta 1,5
Diesel:	
con cámara de inyección directa (siendo grande la distancia entre los ejes de cilindros)	1 ... 1,8
con cámara de combustión separada de alta velocidad y pequeña distancia entre los ejes de cilindros	1,5 ... 2,4

La potencia consumida en el accionamiento del ventilador (en W) es

$$N_{ven} = \frac{V_a \Delta p_{c.a}}{\eta_{ven}},$$

donde η_{ven} es el rendimiento del ventilador; para los ventiladores axiales remachados $\eta_{ven} = 0{,}32 \ldots 0{,}40$, para los ventiladores fundidos $\eta_{ven} = 0{,}55 \ldots 0{,}65$.

Las pérdidas en el accionamiento del ventilador se evalúan por la relación entre la potencia N_{ven}, consumida en accionar el ventilador, y la potencia nominal del motor N_e, dicha relación constituye unos 5 ... 8%.

CAPÍTULO XXVII

Perspectivas en el desarrollo de nuevos tipos de motores

§ 1. Motores de pistones rotativos

El motor de pistón rotativo (MPR) tiene un cuerpo fijo *1* o estator (fig. 315) con una cavidad de forma especial (epitrocoide doble), que forma conjuntamente con las superficies planas de dos cajas laterales el espacio de trabajo en el cual se mueve el rotor de tres aristas (pistón) *3* con caras convexas. El engranaje cilíndrico *10* con dentado interior se fija al rotor *3* (tienen el mismo eje) y engrana con el piñón inmóvil que está sujetado mediante la tapa *9* al estator. El piñón inmóvil tiene el mismo eje del árbol excéntrico *2*, sobre el cual se instala el rotor. El eje del árbol excéntrico pasa a través del centro del espacio de trabajo. La relación entre el número de dientes del engranaje ubicado en el rotor y el piñón inmóvil es igual a 3:2, por eso el rotor gira 3 veces más lento que el árbol excéntrico del cual se extrae la potencia.

Cuando el motor funciona, gira el rotor dispuesto sobre el árbol excéntrico. Puesto que el rotor está rígidamente unido al engranaje *10*, el cual rueda alrededor del piñón fijo, el primero simultáneamente gira sobre el cojinete en torno a su eje, efectuando de esta manera un movimiento planetario. Durante el movimiento del rotor, sus tres aristas permanentemente rozan la superficie epitrocoidal del estator formando tres cámaras, separadas una de la otra, en forma de hoz *I*, *II* y *III* y que constantemente se desplazan.

Veamos cómo se realiza el ciclo de cuatro tiempos en la cámara en movimiento *I* encerrada entre las aristas *A* y *B* del rotor (fig. 316).

El proceso de admisión comienza cuando la arista *A* del rotor (fig. 316, *a* y *b*) abre el borde de la lumbrera de admisión. El volumen de la cámara *I* en este instante se acerca a su mínimo valor, la lumbrera de escape está aún abierta y está por acabar el proceso de escape de los gases quemados. En la cámara contigua *II*, que se encuentra entre las aristas *B* y *C* del rotor se realizan simultáneamente los procesos de expansión y el inicio del escape de los gases quemados. El primer período del proceso de admisión es la anticipación de la admisión. Esto corresponde a 20° de giro del rotor, al final de dicho período se obtendrá el mínimo volumen de la cámara desplazable *I*.

determinan de la misma manera que para el motor alternativo. Hay que tener en cuenta que todo el ciclo de trabajo se realiza en tres cámaras del rotor durante una vuelta del árbol excéntrico, del cual se extrae la potencia. Por consiguiente, las potencias indicada y efectiva se calculan aplicando las fórmulas para los motores de dos tiempos.

En las figs. 318 y 319 se representan las curvas características de carga y velocidad del MPR. La característica de carga se ha obtenido para $n = 6000$ rpm, la presión media efectiva máxima $p_e = 1{,}0$ MPa y $\eta_V = 1{,}05$. De esta curva se infiere que hasta aproximadamente

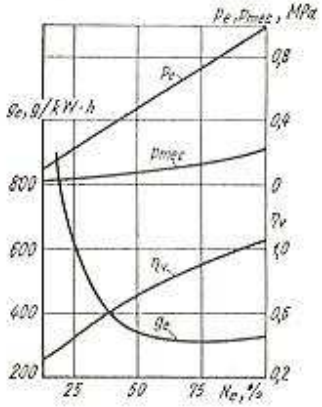


Fig. 318. Curva característica de carga del motor de pistón rotativo tipo NSU—Spieder

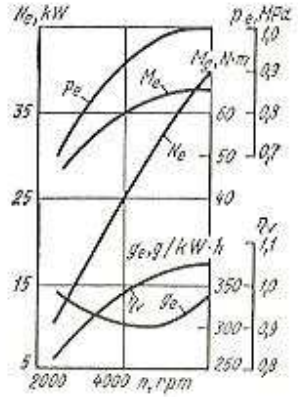


Fig. 319. Curva característica externa de velocidad del motor de pistón rotativo NSU—Spieder

$N_e = 0{,}5N_{nom}$ el consumo específico de combustible casi no varía. El análisis de la curva característica de velocidad muestra que el consumo específico efectivo de combustible en el motor estudiado tiene su mínimo valor cuando $n = 4500$ rpm [$g_e = 300$ g/(kW·h)]. En el régimen nominal ($n = 6000$ rpm) $g_e = 340$ g/(kW·h).

El rendimiento volumétrico se incrementa con el aumento de la velocidad de rotación. Respectivamente crecen la presión media efectiva, la potencia y el par motor.

Los componentes del balance térmico exterior del motor de pistón rotativo: $q_e = 21 \ldots 28\%$; $q_{rot} = 15 \ldots 25\%$; $q_g = 25 \ldots 45\%$; $q_{c.t} = 0 \ldots 30\%$; $q_t = 4 \ldots 9\%$.

En el escape de los gases quemados de los motores con pistones rotativos se expulsa menos cantidad de componentes tóxicos que en los motores alternativos. Su principal ventaja consiste en la posibilidad de utilizar más eficazmente las medidas que se emplean en los motores de émbolo para reducir la toxicidad. A causa de transmitir

menos calor y tener una temperatura más elevada de los gases quemados, la utilización del neutralizador térmico asegura mayor efecto que en los motores alternativos. La posibilidad de recircular los gases quemados en los motores de pistones rotativos se logra en forma relativamente simple: desplazando los órganos de distribución de los gases.

La estructura de los motores de pistones rotativos es más simple que la de los alternativos. En los MPR existen sólo dos piezas móviles: el rotor y el árbol excéntrico, que efectúan un movimiento giratorio uniforme. El MPR tiene menor masa y dimensiones exteriores que el motor de émbolos y distingue favorablemente por su completo equilibrado y ausencia de vibraciones.

Cuando el rotor gira aparece cierta fuerza centrífuga de inercia, que se puede equilibrar colocando dos contrapesos en el árbol excéntrico.

Existen MPR en los cuales la reserva del par motor y el desarrollo de las funciones $\eta_V = f(n)$ y $M_e = f(n)$ son análogos a los de los motores alternativos (por ejemplo, el motor RC 1-60 de la compañía norteamericana Curtiss—Wright).

Entre las desventajas que poseen los MPR deben destacarse su menor vida útil y peor economía en comparación a los motores alternativos.

§ 2. Turbinas de gas

En los últimos años, se están efectuando trabajos para utilizar la turbina de gas como grupo propulsor para automóviles. Esto se debe no sólo a las ventajas específicas de la turbina de gas, sino en alto grado a que para los vehículos de gran capacidad de carga y autorremolques hacen falta motores de gran potencia (hasta 1000 . . . . . 1500 kW).

La ausencia de piezas con movimiento alternativo, la elevada frecuencia de rotación del rotor permiten reducir sustancialmente la masa específica y las dimensiones exteriores de la turbina de gas en comparación con el motor Diesel. Esto da la posibilidad de examinar la turbina como un motor que tiene perspectivas de aplicación en los vehículos de gran capacidad de carga.

El esquema de principio de la turbina simple de gas para automóviles se muestra en la fig. 320. El motopropulsor está constituido por el compresor centrífugo *12*, la cámara de combustión *3*, a la cual se suministra el combustible a través del inyector *2*, las turbinas de compresión *10* y motriz (o de potencia) *9*. El disco *4* de la turbina *10* y el rodete *1* del compresor *12* están fijados sobre un mismo árbol *11*.

El disco *6* de la turbina motriz *9* está encajado en el árbol *7*, el cual mediante el reductor *8* está ligado con la transmisión del vehículo. Por el número de árboles (*11* y *7*) no ligados cinemáticamente entre sí, los motores que tienen este esquema se denominan de dos rotores. Actualmente este tipo es el que mayor aplicación

ha alcanzado en la construcción de turbinas de gas para vehículos automotores.

Las unidades principales del motor de turbina de gas son: el compresor, la turbina y la cámara de combustión. Además posee un regulador de velocidad de rotación, una bomba de aceite, un arrancador y otros equipos auxiliares. En las turbinas de gas para automóviles se utiliza generalmente un compresor centrífugo monoetápico que eleva en 3,5 . . . 4 veces la presión del aire. Para alcanzar

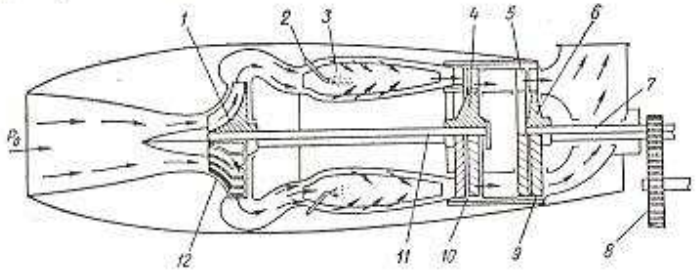


Fig. 320. Esquema de una turbina simple de gas de dos rotores

dicha presión es necesario que el rodete del compresor gire a la velocidad periférica máxima que permiten las condiciones de resistencia mecánica, que de acuerdo con las dimensiones de los rodetes que se utilizan en los motores de turbina de gas para automóviles, es de 420 . . . 450 m/s.

La cámara de combustión *3* se fabrica de material en hojas con elevada resistencia mecánica a altas temperaturas y se hace de estructura tubular o anular.

Debido a que la resistencia mecánica a altas temperaturas del material del que se fabrican los discos de las turbinas limita la temperatura del gas (900 . . . 925 °C), los productos de la combustión se diluyen con el aire frío procedente del compresor. Pese a que la combustión se efectúa siendo $\alpha = 1{,}0 \ldots 1{,}5$, el valor medio del coeficiente de exceso de aire en las turbinas de gas es considerablemente mayor ($\alpha = 4 \ldots 6$) que en los motores alternativos.

En los motores de turbina de gas para automóviles se emplean turbinas centrípetas y axiales. La fig. 321 representa un motor en el que la turbina del compresor es centrípeta y la motriz axial. Independiente del tipo que sea, la turbina consta del distribuidor (cascada estática) *5* (véase la fig. 320) y del rotor. El distribuidor es un sistema de álabes fijos, de perfil especial, dispuestos a lo largo de la circunferencia. Cada par de álabes conforma un canal de la corona directriz. Al pasar por estos canales los gases se expanden, por lo que su presión disminuye, mientras que su velocidad aumenta hasta 600 . . . 750 m/s.

En la turbina axial el gas, al pasar por los canales del rotor, cambia la dirección en que se mueve en correspondencia con el perfil de

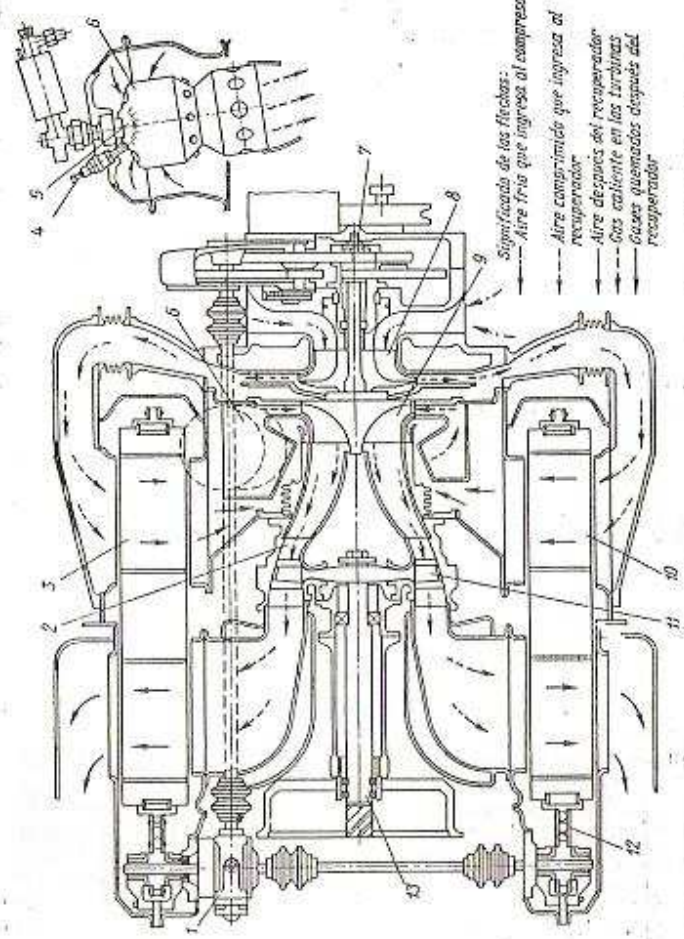


Fig. 321. Esquema de una turbina de gas de dos rotores con recuperador-cambiador de calor:
1 — accionamiento del cambiador de calor por tornillo sin fin; *2* — distribuidor de la turbina motriz; *3* y *10* — recuperadores (cambiadores de calor); *4* — bujía; *5* — inyector; *6* — cámara de combustión; *7* — reductor del accionamiento del recuperador; *8* — compresor; *9* — turbina de compresor; *11* — turbina motriz; *12* — cadena de transmisión; *13* — árbol de potencia

los álabes. Presionando sobre los álabes el gas crea una fuerza que hace girar al rotor.

En la turbina centrípeta cuando el gas pasa por el canal en rotación de la rueda motriz, cuya distancia al eje de giro disminuye, surge la fuerza de Coriolis, que es la principal en accionar el rotor.

El rendimiento más alto en la turbina se logra cuando la velocidad periférica de rotación del rotor constituye el 0,5 . . . 0,6 de la velocidad de los gases a la salida del distribuidor. Por consiguiente, para los valores de la velocidad del gas indicados anteriormente, la velocidad periférica del rotor de la turbina deberá ser igual a 350 . . . . . 420 m/s. Las fuerzas centrífugas que surgen en este caso suscitan tensiones considerables en el disco y en los álabes de la turbina. Como el disco y los álabes se calientan mucho durante el funcionamiento, para contrarrestar estas tensiones el material de que están hechos debe ser muy resistente a altas temperaturas. Las aleaciones que se emplean para fabricar las turbinas contienen volframio, molibdeno, níquel, etc.

La turbina de gas, cuyo esquema se representa en la fig. 320, funciona del siguiente modo. El árbol del compresor se pone en marcha por el arrancador. La frecuencia de rotación de arranque constituye un 25 . . . 30% de la nominal. El compresor comienza a suministrar aire comprimido a la cámara de combustión *3*, hacia la cual a través del inyector *2* y por medio de una bomba de engranajes se impele combustible. Luego se conecta una bujía eléctrica de incandescencia y el combustible se inflama. En cuanto se forma una zona estable de combustión las porciones siguientes de combustible se inflaman directamente por contacto con la llama y la bujía se desconecta.

Los productos de combustión pasan de la cámara *3* a la turbina *10* del compresor, donde se expanden hasta una presión intermedia entre la que hay detrás del compresor y la del medio ambiente. Esta expansión es suficiente para que la turbina pueda accionar el compresor y los mecanismos auxiliares ligados al árbol.

La expansión de los gases de combustión hasta la presión del medio ambiente tiene lugar en la turbina motriz *9*. La energía mecánica que se obtiene en esto se gasta en mover el vehículo.

Los gases quemados descargan por el tubo de escape a la amtósfera.

La ausencia de piezas con movimiento alternativo en el motor, permite alcanzar una frecuencia de giro del rotor, hasta de 25 000 . . . . . 40 000 rpm. La masa específica de semejante motor no excede de 0,35 . . . 0,50 kg/kW. En la turbina de gas se ha reducido al mínimo el número de piezas rozantes. Las pérdidas por fricción surgen solamente en los cojinetes de los árboles y en los engranajes del reductor. Las superficies rozantes no están en contacto con los gases calientes. Por eso el sistema de lubricación se simplifica. El consumo de aceite es considerablemente inferior, comparado con los motores alternativos. El rendimiento mecánico tiene un valor elevado (alcanza 0,92 . . . 0,94). La continuidad del proceso de combustión y su

relativa duración permite utilizar un equipo simple de inyección de combustible: una bomba de engranajes y un inyector centrífugo.

La turbina de gas se destaca por sus elevadas características de arranque. Un arrancador de potencia relativamente pequeña asegura el arranque a cualquier temperatura del ambiente (hasta —50 °C). Esta propiedad es particularmente importante cuando el motor opera en condiciones del Ártico. Una ventaja esencial de la turbina de gas consiste en que posee una relativamente pequeña toxicidad de los gases quemados. A plena carga es 3 . . . 7 veces menor que la que tienen los motores Diesel. Esto puede tener un significado decisivo cuando se trata de elegir un motor para que funcione en canteras. La baja toxicidad está condicionada por el elevado valor medio del coeficiente de exceso de aire α_m, por tener una temperatura y presión de combustión más bajas, en comparación con el motor alternativo y, finalmente, por ser más prolongado el tiempo de combustión.

La turbina de gas está completamente equilibrada, por lo que su bastidor puede tener una masa considerablemente menor, respecto a la que necesita el motor alternativo. Además, el turbomotor ofrece ventajas especiales cuando se instala en un automóvil. En este caso no hace falta embrague, ya que al arrancar, el árbol del compresor comienza a girar estando parada la turbina motriz. Por esta razón (separación de los dos árboles) la característica de tracción es muy favorable. Cuando el vehículo se pone en marcha el par motor es más de 2 veces mayor que el correspondiente al régimen nominal. Esto permite reducir el número de combinaciones de la caja de velocidades y facilita el trabajo del conductor, porque tendrá que cambiar la velocidad con mucha menos frecuencia y controlará el motor actuando solamente sobre el pedal acelerador.

Sin embargo, cabe señalar que debido al peligro de embalamiento de la turbina motriz, en caso de reducir súbitamente la carga, hace falta un dispositivo especial para el cambio de velocidad. Su instalación complica el diseño de la caja de velocidades.

El turbomotor del esquema examinado posee una serie de inconveniencias, cuya eliminación se hace a expensas de complicar la estructura del mismo. Estas desventajas son: peor rendimiento económico en el régimen nominal, en comparación con el motor alternativo; gran caudal de aire para la potencia dada; altos requerimientos de purificación del aire, succionado; brusco empeoramiento de la economía cuando funciona a carga parcial; imposibilidad de frenar el vehículo con el motor.

El bajo rendimiento económico en el régimen nominal se debe a que el grado de elevación de la presión en el compresor es relativamente pequeño. Como consecuencia de esto la temperatura de los gases de escape resulta alta y junto con ellos se expulsa gran cantidad de calor. Para aprovechar parcialmente este calor se utilizan intercambiadores de calor o recuperadores. En la fig. 321 se muestra el esquema de un motor con dos recuperadores de discos giratorios. Los gases de escape, antes de salir a la atmósfera, pasan por la sección

en rotación lenta del recuperador. Dicha sección contiene un relleno de gran capacidad calorífica en forma de madejas de alambre, cintas metálicas, etc. El relleno se calienta y al girar el disco cede el calor acumulado al aire que va del compresor a la cámara de combustión. De esta forma el aire suministrado por el compresor se calienta no sólo a expensas del carburante que se quema en la cámara de combustión, sino también gracias al calor de los gases de escape. Esto reporta considerable economía de combustible. El consumo específico de combustible en el motor con recuperador es 1,5 veces menor que en el motor sin el mismo. La economía de los turbomotores modernos con recuperador se aproxima a la de los motores Diesel.

Una desventaja del motor con recuperador consiste en la dificultad que representa la fabricación de este último, así como el aumento brusco que experimenta la masa y las dimensiones exteriores del motor al incorporarle el recuperador y las tuberías para el aire y para los gases.

El grado de depuración del aire que ingresa al turbomotor tiene un gran significado. En vista de que la velocidad de rotación de los rodetes del compresor y de la turbina es elevada, cuando al conducto de gas-aire van a parar partículas de polvo el motor se desgasta con rapidez. Por esto a la entrada del compresor hay que instalar purificadores de aire que limpien totalmente el aire respecto al polvo.

La esmerada depuración del aire captando el polvo deberá realizarse con las mínimas pérdidas hidráulicas en el filtro. La turbina de gas es muy sensible a las pérdidas hidráulicas. El filtro del turbomotor cuyas pérdidas sean iguales a 15 kPa es equivalente, en lo referente a la influencia sobre el proceso de trabajo, a una pérdida igual a 50 kPa en el filtro de un motor alternativo. Se debe tener en cuenta que debido a los elevados coeficientes de exceso de aire y altos consumos específicos de combustible en los motores sin recuperador por el turbomotor de gas pasa aproximadamente 8 veces más aire que por un motor alternativo de la misma potencia. Como resultado de esto aumentan las secciones de los conductos gas-aire. La cámara de combustión, el tubo de escape, el purificador de aire, el recuperador y las correspondientes tuberías de comunicación para los gases aumentan mucho las dimensiones exteriores de la instalación. Por eso una turbina de gas moderna para automóvil ha perdido en grado considerable sus ventajas, en cuanto a las dimensiones exteriores, con respecto a los motores alternativos.

Para disminuir las dimensiones antedichas de todo el conjunto de la turbina de gas hay que elevar la temperatura tolerable del gas. En los turbomotores de gas modernos para automóviles esta temperatura alcanza unos 1150 °C, teniendo refrigeración por aire los álabes del distribuidor y de la corona móvil.

La elevación de la temperatura incrementa bruscamente la potencia específica del motor y por consiguiente reduce el caudal de aire que pasa por él. Esto permite reducir las dimensiones de las secciones de paso del recuperador, purificador de aire y tuberías de

gases. Las dimensiones exteriores del grupo propulsor disminuyen considerablemente. Sin embargo, al aplicar la refrigeración por aire del distribuidor y de la corona móvil de la turbina se complica la tecnología y eleva el costo de fabricación del motor. Para motores hasta de 750 kW de potencia, la introducción de la refrigeración por aire de los álabes resulta muy difícil, debido a sus pequeñas dimensiones.

La colocación de un recuperador y el aumento de la temperatura del ciclo permiten reducir el consumo específico de combustible en el régimen nominal, sin embargo cuando funciona a cargas parciales, que son los regímenes típicos de trabajo del motor en los automóviles, el consumo específico de combustible bruscamente se incrementa. Esto sucede por las siguientes razones. Cuando se reduce la carga disminuye el suministro de combustible a la cámara de combustión y la temperatura del gas decrece. Simultáneamente disminuye automáticamente la frecuencia de rotación del compresor y, consiguientemente decrece con ella la presión, dando lugar a que disminuya el rendimiento térmico del ciclo y la economía del motor.

El rendimiento térmico y por lo tanto la economía del motor, al disminuir la carga de la turbina de doble rotor, se puede elevar recurriendo a los siguientes procedimientos. El primero consiste en hacer giratorios los álabes del distribuidor de la turbina motriz. Cuando disminuye la carga y el consumo de combustible, se cierran parcialmente los álabes del distribuidor disminuyendo la cantidad de aire que pasa por el motor y la temperatura del ciclo se mantiene invariable. Esta medida, eficaz en los motores con recuperador, permite mantener prácticamente constante el consumo específico del combustible cuando la potencia disminuye hasta el 50% de su valor nominal. El segundo procedimiento consiste en poner un embrague de rueda libre entre las turbinas motriz y del compresor. Cuando el motor pasa a trabajar a carga parcial, las turbinas se bloquean y aquél comienza a funcionar como si tuviera un solo árbol. Esto da la posibilidad, en los regímenes de cargas parciales, de mantener invariable la temperatura del ciclo y de esta forma conservar su rendimiento económico.

Los procedimientos mencionados hacen posible utilizar el motor para frenar el vehículo. En el primer caso para esto no hace falta nada más que variar el ángulo de inclinación de los álabes del distribuidor, de manera que el rotor de la turbina motriz comience a frenar. En el segundo caso el frenado del automóvil mediante el motor se realiza utilizando la energía de rotación a las ruedas del vehículo para comprimir el aire en el compresor.

Así pues, la complicación del esquema, inicialmente tan simple, permite utilizar la turbina de gas como un grupo propulsor bastante perfecto para vehículos. Sin embargo, al mismo tiempo pierde en considerable grado sus ventajas en cuanto a sus dimensiones exteriores, masa y costo. En la actualidad se llevan a cabo intensos trabajos con el fin de aplicar las turbinas de gas en los camiones de gran capacidad de carga y en los autorremolques.

§ 3. Motor con suministro externo de calor

Ultimamente en automóviles, en calidad de grupo propulsor, se emplean estructuras experimentales de motores con suministro externo de calor. Entre ellas figuran máquinas de vapor. Se impulsa el desarrollo del diseño de motores con suministro externo de calor, que funcionen a base del ciclo propuesto por R. Stirling (en el año 1816). La peculiaridad distintiva de este motor consiste en que el calor al fluido operante (el cual ocupa un espacio cilíndrico cerrado) se suministra a través de un termointercambiador —calentador especial. El calor se evacua a través de otro termointercambiador— refrigerador.

El calor en los motores para vehículos y en otros tipos se obtiene en una cámara especial dispuesta fuera del volumen de trabajo. A esta cámara se suministra combustible y aire y en ella transcurre el proceso de combustión continua.

El ciclo teórico de este motor (fig. 322) consta de dos isotermas y dos isocoras y su rendimiento térmico, al igual que en el ciclo de Carnot, se determina conforme con la ecuación

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

donde T_1 y T_2 son las temperaturas del fluido operante en las zonas caliente y fría de la cámara, respectivamente.

En la práctica no se logra realizar exactamente el mencionado ciclo y el diagrama indicado tiene la forma de una elipse.

En la fig. 323, *a* y *b* se muestran el esquema estructural del motor y el esquema de su zona de trabajo que ilustra el principio de funcionamiento. La cámara de trabajo representa un espacio cerrado compuesto por dos compartimientos: el superior (zona caliente), situado sobre el pistón-expulsor *2* en el espacio de expansión *A*, donde circula el gas caliente, que permanentemente se caldea en el conducto anular de gas *1*; el compartimiento inferior (zona fría), dispuesto entre el pistón de trabajo *5* y el pistón-expulsor, es el espacio de compresión.

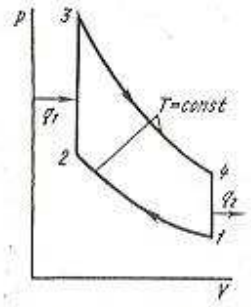
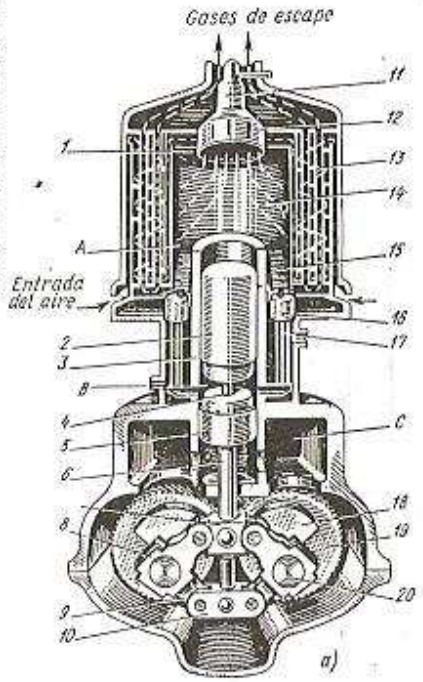
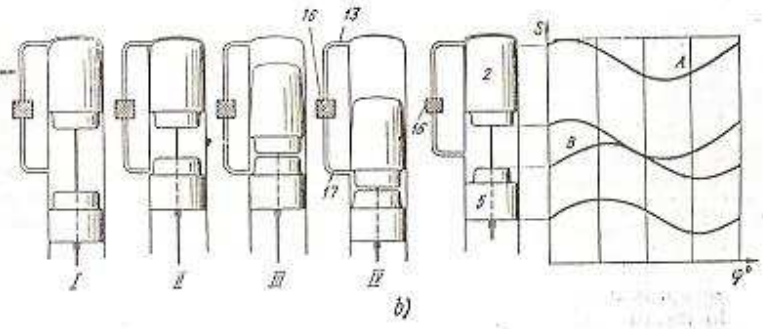


Fig. 322. El ciclo Stirling en cordenadas p—V

Cuando el pistón de trabajo se encuentra en el P.M.I. la mayor parte del gas (fluido operante) se encuentra en el compartimiento inferior (posición *I*, fig. 323, *b*). El proceso de compresión transcurre cuando el pistón de trabajo se mueve hacia arriba (posición *II*, fig. 323, *b*). Cuando el pistón-expulsor se mueve hacia abajo (posición *III*, fig. 323, *b*), tiene lugar el trasiego del gas desde el compartimiento inferior hacia el superior. En su recorrido el gas se enfría al principio en el refrigerador *17*, luego se calienta en el regenerador

Fig. 323. Esquemas estructurales:
a — de un motor con suministro externo de calor, que funciona siguiendo el ciclo Stirling; *b* — de la parte de trabajo del motor con el diagrama de la carrera de los pistones; *A* — espacio de expansión; *B* — espacio de compresión; *C* — cavidad de amortiguación; *1* — conducto anular de gas; *2* — pistón-expulsor; *3* — cilindro; *4* — vástago de pistón-expulsor; *5* — pistón de trabajo; *6* — vástago del pistón de trabajo; *7* — corredera del pistón de trabajo; *8* — biela del pistón de trabajo; *9* — biela del pistón-expulsor; *10* — corredera del pistón-expulsor; *11* — inyectores; *12* — quemador; *13* — calentador; *14* — tubos de los calentadores; *15* — aletas; *16* — regenerador; *17* — tubos de refrigeración; *18* — contrapeso; *19* — engranajes de sincronización; *20* — manivela





FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
PROPIEDAD DE BIGUFIM

16, a cuenta de la energía calorífica acumulada en el ciclo anterior. Después el gas se calienta en el calentador *13*, donde se le transmite el calor generado al quemar el combustible. Cuando el pistón de trabajo y el pistón-expulsor se mueven simultáneamente hacia abajo el gas caliente se expande (posición *IV*, fig. 323, *b*). A continuación el ciclo se repite.

Debajo del pistón de trabajo se encuentra la cavidad estanca *B* de amortiguación, llena de aire a presión. Cuando, al moverse hacia abajo el pistón *5*, se realiza la carrera de trabajo, la presión en este compartimiento se eleva y en el movimiento de retorno que efectúa el pistón, a cuenta de la energía acumulada, se produce la compresión del gas frío en el volumen de trabajo. En la fig. 323, *b* se muestra también el recorrido *S* de ambos pistones en función del ángulo de rotación φ del árbol.

Para utilizar la energía de los productos que se queman, el aire suministrado a la cámara de combustión se calienta preliminarmente en el intercambiador de calor, aprovechando el calor de aquéllos antes de expulsarlos a la atmósfera.

Para transformar la energía calorífica en trabajo mecánico y obtener la sincronización necesaria en el movimiento de los pistones con la cual el pistón-expulsor debe adelantar en cierto ángulo de rotación del árbol, el movimiento del pistón de trabajo, en el esquema analizado se utiliza un mecanismo rómbico especial. Este mecanismo permite asegurar una cinemática cercana a la óptima. El mecanismo de accionamiento está constituido por dos árboles que giran en sentidos opuestos, unidos entre sí mediante dos engranajes sincronizadores *19*, cuatro bielas (dos del pistón de trabajo *12* y dos del pistón-expulsor *13*) y dos manivelas *20*.

Desde la cámara de trabajo del motor hacia el cárter pasa el vástago del pistón de trabajo *6*, con movimiento rectilíneo, dentro del cual se desplaza el vástago del pistón-expulsor *4*. El mecanismo con un vástago de movimiento rectilíneo permite crear una hermeticidad segura y evitar la fuga del gas al compartimiento del cárter. Para equilibrar totalmente las fuerzas inerciales se instalan los contrapesos *18* que se mueven en sentido opuesto a los muñones de la manivela.

Ultimamente para los motores de transportes se han diseñado mecanismos más compactos, que efectúan un movimiento sincronizado de los pistones y la transmisión de energía al elemento consumidor (por ejemplo, el mecanismo sin manivelas con arandela oblicua).

El motor Stirling tiene una serie de ventajas, las principales de las cuales con arreglo a los modelos para vehículos, son las siguientes:

a) rendimiento elevado y poco dependiente de la carga (sus valores se aproximan a los rendimientos de los motores Diesel);

b) menor toxicidad de los gases quemados en comparación con los motores de combustión interna. Cabe señalar también que estos motores no expulsan los gases del cárter a la atmósfera;

c) bajo ruido durante el funcionamiento. La suave variación de las presiones entre el inicio y el final de la compresión (la presión en la cámara de trabajo al principio de la compresión es de 10 MPa, y al final, 20 MPa) contribuye a que no haya vibraciones en el mecanismo. Según datos publicados, el nivel de ruido del motor Stirling es aproximadamente en 20 dB menor que en los motores Diesel;

ch) posibilidad de emplear diferentes combustibles, reducido consumo de aceite, ausencia de su envejecimiento durante el funcionamiento del motor;

d) baja temperatura de los gases quemados;

e) coeficiente de adaptación más elevado en comparación con los motores de combustión interna;

f) buenas características de arranque y fácil puesta en marcha.

Entre las desventajas del motor figuran las siguientes:

a) aceleración relativamente baja, debido a la inercia térmica de todos sus circuitos;

b) estructura compleja de la mayoría de sus sistemas (del mecanismo pistón biela-manivela, de los intercambiadores de calor, de la regulación automática);

c) mayores masa y dimensiones exteriores que los motores de combustión interna;

d) dificultad en proporcionar una zona hermética fiable entre los compartimientos de trabajo y del cárter.

§ 4. Convertidores electroquímicos de energía

En el presente se está estudiando el problema de utilizar electromóviles, en los cuales se instala un motor eléctrico en calidad de grupo motopropulsor. Con el fin de obtener la energía eléctrica, necesaria para alimentar el motor eléctrico, se emplean convertidores electroquímicos.

Al emplear motores eléctricos disminuye considerablemente la contaminación del aire con los gases de escape y el nivel de ruidos.

Como convertidores electroquímicos de energía para los automóviles eléctricos se utilizan baterías de acumuladores. Las que más difusión han alcanzado son las baterías de plomo-ácido y las alcalinas.

En las condiciones de tránsito urbano un electromóvil de baja capacidad de carga desarrolla la velocidad de 40 . . . 50 km/h y tiene una autonomía de 50 . . . 70 km. La relativamente pequeña autonomía y la gran masa específica de las baterías de acumuladores de plomo y de ferroníquel dificultan la implantación amplia de estos vehículos. Existen modelos experimentales de autos eléctricos en los que se emplean acumuladores de plata-zinc, que les aseguran una autonomía tres o cuatro veces mayor. Estas baterías son relativamente caras, por lo que no pueden ser consideradas como convertidores electroquímicos perspectivos. Se presta gran atención al perfeccionamiento de los acumuladores de plomo y de ferroníquel.

Ultimamente se está estudiando la posibilidad de utilizar, como fuente de energía para los automóviles eléctricos, baterías de células de combustión. Estas baterías son elementos galvánicos corrientes, donde en calidad de componentes eléctricos activos se utilizan combustibles y el oxígeno obtenido del aire. En el proceso de oxidación de los combustibles se genera la corriente eléctrica. En estas células los combustibles consumidos son reemplazados permanentemente

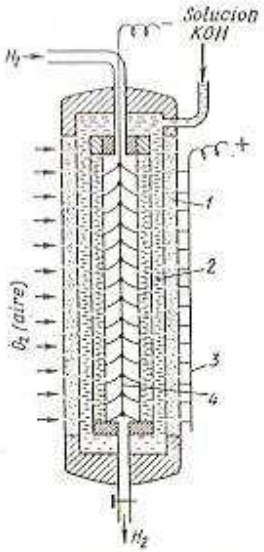


Fig. 324. Elemento de hidrógeno: *1* — cilindro de carbón activado poroso (O_2 — electrodo); *2* — ídem (H_2 — electrodo); *3* — electrodo positivo; *4* — electrodo negativo

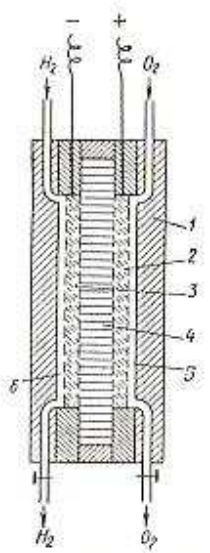


Fig. 325. Batería de células de combustión con resina solidificada de iones intercambiables en calidad de electrólito:

1 — panel frontal; *2* — electrodo (O_2 poroso); *3* — electrodo (H_2 poroso); *4* — membrana de iones intercambiables; *5* — cámara de O_2; *6* — cámara de H_2

por otros nuevos y los productos de combustión se evacuan. De esta manera se elimina su influencia negativa en el trabajo de la célula. La más simple de ellas es la célula hidrógeno-oxígeno. En ella una parte de la energía química que se libera durante la reacción, que tiene lugar durante la oxidación del hidrógeno, se transforma en energía eléctrica. Como resultado de la reacción parte de la energía se gasta en el calentamiento de los productos que se forman y teóricamente sólo el 83% de la energía química puede transformarse en energía eléctrica.

La célula de combustión hidrógeno-oxígeno puede obtenerse empleando dos electrodos situados en una solución acuosa de KOH.

Una de las principales causas que reducen la efectividad de las células de combustible es su fuerte polarización, que se produce fundamentalmente debido a la baja velocidad con que transcurren los procesos en los electrodos. Esto conduce a una rápida disminución de la tensión en los bornes.

La aceleración de los procesos en los electrodos puede conseguirse aumentando la temperatura, la presión o utilizando catalizadores. Por ahora todavía no se han hallado los respectivos catalizadores y para acelerar los procesos mencionados elevan la temperatura y presión.

Para asegurar el trabajo efectivo de la célula, además de lo expuesto, es indispensable eliminar en ella la polarización concentrada, la cual es una consecuencia del consumo de las materias reaccionantes en el proceso de generación de la corriente. Para este fin los electrodos se hacen porosos, lo que asegura la relativamente rápida penetración de las sustancias reaccionantes hacia el electrólito cuando éstas se suministran a presión.

Como electrodos se usan láminas porosas o cilindros de carbón, activados con su correspondiente catalizador y con buena adherencia a las paredes. En calidad de catalizadores se emplean el platino, el paladio y otros metales preciosos. Los electrodos deben al mismo tiempo asegurar el mayor efecto catalítico, reducir la posibilidad de que se deposite suciedad en los catalizadores.

En la fig. 324 se muestra una batería de células de hidrógeno-oxígeno que funciona a temperatura y presión normales.

Comienza a aplicarse la batería de células de combustión representada en la fig. 325, en la cual como electrólito se utiliza una resina solidificada con iones intercambiables. Al utilizar electrólito sólido, aumenta la resistencia interna de la célula, pero disminuyen sus dimensiones. La célula funciona a la temperatura y presión del medio circundante.

Para emplear baterías de células de combustión, como grupo energético propulsor en el automóvil, tiene gran perspectiva la utilización de una célula que funcione con combustible líquido.

El análisis del desarrollo que tienen los trabajos sobre la aplicación de los métodos electroquímicos de conversión de energía nos muestra que en perspectiva dichos métodos pueden emplearse en los electromóviles.

APENDICES

I. Cálculo del ciclo de trabajo del motor

El análisis de cada uno de los procesos y el cálculo de éstos permiten determinar los parámetros de diseño del ciclo, la potencia del motor, así como la presión de los gases en el espacio útil del cilindro en función del ángulo de rotación del cigüeñal. Basándose en los resultados del cálculo se pueden determinar las principales dimensiones del motor (diámetro del cilindro y carrera del pistón) y efectuar un cálculo comprobatorio de sus principales piezas.

Los métodos de simulación del ciclo operacional elaborados en el presente (métodos de I. I. Vibe, B. M. Gonchar, N. M. Glagolev y otros) se basan en resolver, recurriendo a ordenadores, las ecuaciones diferenciales para los balances de energía y masa y para las ecuaciones características. La simulación matemática realizada, introduciendo algunas suposiciones debidamente fundamentadas y utilizando coeficientes experimentales, permite determinar las variaciones de la presión y temperatura en función del ángulo φ para todas las etapas del ciclo de trabajo.

Sobre la base de los datos obtenidos, al estudiar la teoría de motores, y con una elección fundamentada de los coeficientes experimentales se puede calcular, con la suficiente precisión, el ciclo de trabajo aplicando el método propuesto por V. I. Grinevitski. Este cálculo efectuado durante el estudio de la teoría de motores resulta muy útil, porque permite determinar los parámetros que definen las etapas finales de los procesos individuales, reforzando de esta manera los conocimientos referentes a la teoría de ciclo de trabajo y de cada uno de sus procesos.

Al efectuar el cálculo es necesario sobre todo prestar atención a la elección de los coeficientes experimentales que integran determinadas fórmulas.

A continuación se exponen ejemplos de cálculo térmico para los casos de un motor de carburador y un Diesel destinados a instalarlos en vehículos automotores.

Ejemplo 1. Calcular el ciclo de trabajo de un motor de carburador predestinado para instalarlo en un coche de turismo. A partir de los datos del cálculo, determinar las principales dimensiones del motor y su supuesto rendimiento económico.

Los parámetros iniciales son: potencia nominal del motor a $n = 5200$ rpm, $N_e = 80$ kW; número de cilindros $i = 6$; relación de compresión $\varepsilon = 8{,}5$; coeficiente de exceso de aire $\alpha = 0{,}9$; combustible: gasolina A-93 (C = 0,855; H = 0,145); poder calorífico inferior $H_u = 44$ MJ/kg.

1. La cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1 kg de combustible[1]) se halla mediante la ecuación (44)

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}\,\mathrm{C} + 8\mathrm{H} - \mathrm{O_c}\right) = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}\cdot 0{,}855 + 8\cdot 0{,}145\right) = 14{,}96 \text{ kg}$$

[1]) Para calcular las magnitudes l_0 y L_0 se ha asumido que el contenido de oxígeno en el aire es un 20,9% en volumen y un 23% en masa.

o por la expresión (45)

$$L_0 = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{\mathrm{C}}{12} + \frac{\mathrm{H}}{4} - \frac{\mathrm{O_c}}{32}\right) = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{0{,}855}{12} + \frac{0{,}145}{4}\right) = 0{,}516 \text{ kmol.}$$

Comprobando este resultado, aplicando la ecuación (46), obtenemos:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_a} = \frac{14{,}96}{28{,}96} = 0{,}516 \text{ kmol.}$$

2. La cantidad real de aire que participa en la combustión de 1 kg de combustible para $\alpha = 0{,}9$ de acuerdo a la ecuación (51), es

$$\alpha l_0 = 0{,}9\cdot 14{,}96 = 13{,}46 \text{ kg}$$

o por la ecuación (52)

$$\alpha L_0 = 0{,}9\cdot 0{,}516 = 0{,}4644 \text{ kmol.}$$

3. La cantidad total de mezcla fresca, conforme a la expresión (56), es

$$G_1 = 1 + \alpha l_0 = 1 + 13{,}46 = 14{,}46 \text{ kg}$$

y según la ecuación (53)

$$M_1 = \frac{1}{\mu_c} + \alpha L_0 = \frac{1}{114} + 0{,}4644 = 0{,}4732 \text{ kmol.}$$

4. La cantidad de cada uno de los componentes de los productos de combustión y su suma, asumiendo que $K = 0{,}5$, de acuerdo a las expresiones (96) . . . (100), constituyen

$$M_{CO} = 0{,}42\,\frac{1-\alpha}{1+K}\,L_0 = 0{,}42\,\frac{0{,}1}{1{,}5}\cdot 0{,}516 = 0{,}0144 \text{ kmol;}$$

$$M_{CO_2} = \frac{\mathrm{C}}{12} - M_{CO} = \frac{0{,}855}{12} - 0{,}0144 = 0{,}0568 \text{ kmol;}$$

$$M_{H_2} = K M_{CO} = 0{,}5\cdot 0{,}0144 = 0{,}0072 \text{ kmol;}$$

$$M_{H_2O} = \frac{\mathrm{H}}{2} - M_{H_2} = 0{,}0725 - 0{,}0072 = 0{,}0653 \text{ kmol;}$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha L_0 = 0{,}79\cdot 0{,}9\cdot 0{,}516 = 0{,}3669 \text{ kmol.}$$

La cantidad total de los productos de combustión es

$$M_2 = 0{,}0144 + 0{,}0568 + 0{,}0072 + 0{,}0653 + 0{,}3669 = 0{,}5106 \text{ kmol.}$$

El incremento de volumen es

$$\Delta M = 0{,}5106 - 0{,}4732 = 0{,}0374 \text{ kmol.}$$

El coeficiente teórico de variación molecular se determina mediante la ecuación (115)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0{,}5106}{0{,}4732} = 1{,}08,$$

5. Parámetros del proceso de admisión. Adoptamos que: el incremento de la temperatura en el proceso de calentamiento de la carga $\Delta T = 15$ °C, la temperatura de los gases residuales $T_r = 1050$ K, la presión de los gases residuales $p_r = 0{,}12$ MPa. El coeficiente sumario que considera la amortiguación de la velocidad y la resistencia del sistema de admisión, referido a la sección de la válvula, $\beta^2 + \xi = 3$. La velocidad de la carga en la sección de la válvula $w_{ad} = 90$ m/s. Puesto que no hay sobrealimentación y la succión del aire se realiza desde la atmósfera, resulta que $p_k = p_0 = 0{,}1$ MPa, $T_k = T_0 = 288$ K.

La densidad de la carga en la admisión $\rho_0 = p_0/(RT_0)$; para el aire $R_a = 8314/\mu_a$; $\mu_a = 28{,}96$;

$$\rho_0 = \frac{0{,}1 \cdot 28{,}96}{8314 \cdot 288} \cdot 10^3 = 1{,}209 \text{ kg/m}^3.$$

La presión al final de la admisión, siendo $p_k = p_0$, de acuerdo a la expresión (127) resulta

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \xi)\frac{w_{ad}^2}{2}\rho_0 \cdot 10^{-6} = 0{,}1 - \frac{3 \cdot 90^2}{2} \cdot 1{,}209 \cdot 10^{-6} = 0{,}085 \text{ MPa}.$$

El coeficiente de gases residuales, para $T_k = T_0$, se halla de la ecuación (160):

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r}\frac{p_r}{\varepsilon p_c - p_r} = \frac{288 + 15}{1050}\frac{0{,}12}{8{,}5 \cdot 0{,}085 - 0{,}12} = 0{,}06.$$

La temperatura al final de la admisión, para $T_k = T_0$, se determina mediante la expresión (140), asumiendo que $\varphi = 1$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{288 + 15 + 0{,}06 \cdot 1050}{1{,}06} = 346 \text{ K}.$$

El rendimiento volumétrico, de acuerdo a la expresión (152), siendo $T_k = T_0$, $p_k = p_0$, y asumiendo que $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 = 1$, es

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\frac{p_a}{p_0}\frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)} = \frac{8{,}5}{8{,}1 - 1}\frac{0{,}085}{0{,}1}\frac{288}{346(1 + 0{,}06)} = 0{,}76,$$

o según la ecuación (159) para los motores de cuatro tiempos

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_0}\frac{1}{\varepsilon - 1}\left(\varepsilon\frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right) = \frac{288}{288 + 15} \cdot \frac{1}{8{,}5 - 1}\left(8{,}5\frac{0{,}085}{0{,}1} - \frac{0{,}12}{0{,}1}\right) = 0{,}765.$$

Asumimos que $\eta_V = 0{,}76$.

6. Parámetros del proceso de compresión. Adoptamos el exponente politrópico de compresión $n_1 = 1{,}34$.

La presión al final de la compresión, según la ecuación (162), es

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0{,}085 \varepsilon^{1{,}34} = 1{,}47 \text{ MPa}.$$

La temperatura al final de la compresión se halla de (163)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 346 \cdot 8{,}5^{0{,}34} = 716 \text{ K}.$$

7. Los parámetros al final del proceso de combustión. El coeficiente real de variación molecular es

$$\mu_r = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}08 + 0{,}06}{1 + 0{,}06} = 1{,}075.$$

El calor no desprendido por efecto de la combustión incompleta cuando $\alpha < 1$, de acuerdo a la ecuación (108), es

$$(\Delta H_u)_{quím} = 114 \cdot 10^6 (1 - \alpha) L_0 = 114 (1 - 0{,}9)\, 0{,}516 = 5{,}882 \text{ MJ/kmol}.$$

La ecuación de combustión para los motores de carburador, para $\alpha < 1$, según la ecuación (179), es

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{quím}]}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z''.$$

Asumimos que el coeficiente de aprovechamiento de calor $\xi_z = 0{,}85$.

La energía interna de 1 mol de mezcla fresca al final de proceso de compresión constituirá

$$U_c = (\mu c_V)_c t_c,$$

donde $(\mu c_V)_c$ es el calor específico de la mezcla fresca a la temperatura t_c, en kJ/(kmol·°C).

Adoptamos que el calor específico de la mezcla fresca es igual al calor específico del aire. En la tabla 6 para $t = 443$ °C encontramos que

$$\mu c_V \Big|_{t=0\ ^\circ\text{C}}^{t=t} = 21{,}63 \cdot t \text{ kJ/(kmol·°C)}.$$

Entonces

$$U_c = 21{,}63 \cdot 443 = 9550 \text{ kJ/kmol}.$$

La energía interna de 1 mol de productos de combustión al final del proceso de compresión es

$$U_c'' = (\mu c_V)_c'' t_c,$$

donde $(\mu c_V)_c''$ es el calor específico de los productos de combustión al final del proceso de compresión.

El calor específico de la mezcla es igual a la suma que resulta de multiplicar los calores específicos de cada uno de los componentes en los productos de combustión por sus fracciones volumétricas. Para la composición química elemental del combustible adoptada, siendo $\alpha = 0{,}9$, obtenemos: $r_{CO} = 0{,}028$; $r_{CO_2} = 0{,}111$; $r_{H_2} = 0{,}014$; $r_{H_2O} = 0{,}128$; $r_{N_2} = 0{,}719$; $\Sigma r_i = 1$.

Aprovechando los datos de la tabla 6, para $t_c = 443$ °C, obtenemos

$$\mu c_V'' = 0{,}028 \cdot 26{,}611 + 0{,}111 \cdot 35{,}52 + 0{,}014 \cdot 20{,}899 + 0{,}128 \cdot 27{,}022 + 0{,}719 \cdot 21{,}302 = 23{,}658.$$

La energía interna de los productos de combustión, para $t = 443$ °C, resultará

$$U_c'' = 23{,}658 \cdot 443 = 10\,250 \text{ kJ/kmol}.$$

Entonces el primer miembro de la ecuación

$$\frac{\xi_z [H_u + (\Delta H_u)_{quím}]}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \frac{0{,}85\,(44\,000 - 5882)}{0{,}473\,(1 + 0{,}06)} + \frac{9550 + 0{,}06 \cdot 10\,250}{1 + 0{,}06} = 73\,650 = \mu_r U_z''.$$

Por lo tanto:

$$U_c'' = (\mu c_V'')t_z = \frac{73\,650}{\mu_r} = \frac{73\,650}{1{,}075} = 68\,600.$$

Asumamos que $t_z = 2300$ °C. En la tabla 9 hallamos el valor de la energía interna en los productos de combustión para $\alpha = 0{,}9$ y $t_z = 2300$ °C, $U_z''|_{t=2300\ ^\circ\text{C}} = 67\,213$ kJ/kmol.

El valor obtenido de U_z'', para $t_z = 2300$ °C, $U_z'' = 67\,213 < 68\,600$ kJ/kmol. Determinemos U_z'' para $t = 2400$ °C. En la tabla 9 en caso de $\alpha = 0{,}9$, encontramos que $U_z''|_{t=2400\ ^\circ\text{C}} = 70\,543 > 68\,600$ kJ/kmol.

El valor buscado para la temperatura de combustión, correspondiente al valor obtenido de $U_z'' = 68\,600$ kJ/kmol, se encuentra entre la gama de temperaturas $2300\ ^\circ\text{C} < t_z < 2400\ ^\circ\text{C}$.

Admitiendo que para la variación de la temperatura desde 2300 hasta 2400 °C la energía interna varía linealmente, obtendremos que $t_z = 2372$ °C ($T = 2645$ K).

Si los valores asumidos de α no corresponden a los aducidos en la tabla 9, entonces U_z'' se debe determinar recurriendo a la fórmula de la energía interna para una mezcla de gases. Los valores de las energías internas de los componentes

para las temperaturas elegidas se toman de la tabla 7. Para cálculos aproximados, en caso de que α varía tan sólo en 0,1, la función $U_z'' = f(\alpha)$ se puede considerar lineal y por lo tanto utilizar.

La presión calculada para el final de la combustión p_z se determina mediante la ecuación

$$p_z = \mu_1 \frac{T_z}{T_c} p_c = 1{,}075 \cdot 1{,}47 \cdot \frac{2615}{716} = 5{,}75 \text{ MPa}.$$

El grado de elevación de la presión se halla de la expresión (182)

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5{,}65}{1{,}41} = 3{,}96.$$

La presión máxima del ciclo, considerando el redondeamiento del diagrama [ecuación (184)] será

$$p_z'' = 0{,}85 p_z = 4{,}90 \text{ MPa}.$$

8. Parámetros del proceso de expansión. Asumimos el exponente politrópico de expansión $n_2 = 1{,}24$. La presión al final de la expansión p_b se halla mediante la ecuación (187)

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5{,}75}{8{,}5^{1{,}24}} = 0{,}416 \text{ MPa}.$$

La temperatura al final de la expansión según (188)

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}} = \frac{2615}{8{,}5^{0{,}24}} = 1570 \text{ K}.$$

9. La presión media indicada del ciclo (calculada), de acuerdo a (196) es

$$(p_i)_{an} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right] =$$

$$= 0{,}085 \frac{8{,}5^{1{,}34}}{8{,}5 - 1}\left[\frac{3{,}96}{1{,}24 - 1}\left(1 - \frac{1}{8{,}5^{0{,}24}}\right) - \frac{1}{1{,}34 - 1}\left(1 - \frac{1}{8{,}5^{0{,}34}}\right)\right] = 1{,}03 \text{ MPa}.$$

Consideramos que el coeficiente de redondeo o plenitud del diagrama es $\varphi_i = 0{,}97$. Entonces la presión media indicada real será

$$p_i = 0{,}97 \cdot 1{,}03 = 1{,}0 \text{ MPa}.$$

10. Parámetros principales del ciclo. La fracción de la presión indicada que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares se determina conforme a la expresión (224), recurriendo a los coeficientes experimentales aducidos en la tabla 17

$$p_m = 0{,}04 + 0{,}0135 v_p.$$

Asumimos que la velocidad media del pistón es $v_p = 13{,}5$ m/s, entonces

$$p_m = 0{,}04 + 0{,}0135 \cdot 13{,}5 \simeq 0{,}22 \text{ MPa}.$$

La presión media efectiva del ciclo se halla de la ecuación (215)

$$p_e = p_i - p_m = 1{,}0 - 0{,}22 = 0{,}78 \text{ MPa}.$$

El rendimiento mecánico [según la ecuación (240)] es

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0{,}78}{0{,}1} = 0{,}78.$$

El consumo específico indicado de combustible, según la ecuación (211), es

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v \rho_0}{p_i \alpha l_0} = 3600 \frac{0{,}76 \cdot 1{,}209}{1{,}0 \cdot 0{,}9 \cdot 14{,}96} = 246 \frac{g}{\text{kW} \cdot \text{h}}.$$

El consumo específico efectivo de combustible es

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 316 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}.$$

El rendimiento indicado del ciclo [cuando g_i se expresa en g/(kW·h) y el H_u en MJ/kg], de acuerdo a la expresión (212) resulta

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{246 \cdot 44} = 0{,}333.$$

El rendimiento efectivo del ciclo se determina mediante la expresión (222)

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0{,}333 \cdot 0{,}78 = 0{,}26.$$

El consumo horario de combustible constituye

$$g_e N_e \cdot 10^{-3} = 316 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 25{,}2 \text{ kg/h}.$$

1. Dimensiones principales del motor. La cilindrada total del motor se halla de la expresión (216)

$$iV_h = \frac{30 N_e \tau}{p_e n} = \frac{30 \cdot 80 \cdot 4}{0{,}78 \cdot 5200} = 2{,}36 \text{ l}.$$

El volumen de trabajo de un cilindro es

$$V_h = \frac{2{,}36}{4} = 0{,}394 \text{ l}.$$

Designemos la relación $S/D = J$. Entonces

$$V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S = \frac{\pi}{4} D^3 J,$$

de donde

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi J}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}394}{\pi J}}.$$

Adoptando que $J = 0{,}9$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}394}{\pi \cdot 0{,}9}} = \sqrt[3]{0{,}56} = 0{,}824 \text{ dm} = 82{,}4 \text{ mm}.$$

Asumimos que $D = 82$ mm, por lo tanto

$$S = \frac{V_h}{\pi D^2/4} = \frac{0{,}394}{(\pi/4) \cdot 0{,}82^2} = 0{,}75 \text{ dm}.$$

Fijamos $S = 76$ mm, entonces

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}82^2 \cdot 0{,}76 = 0{,}4 \text{ l}.$$

La cilindrada del motor será

$$iV_h = 6 \cdot 0{,}4 = 2{,}4 \text{ l}.$$

La velocidad media del pistón resultará

$$v_p = 2Sn = 2 \cdot 0{,}076 \cdot \frac{5200}{60} = 13 \text{ m/s}.$$

Ejemplo 2. Calcular el ciclo de trabajo de un motor Diesel para instalarlo en un camión.

Datos iniciales: potencia nominal del motor sin sobrealimentación $n = 2400$ rpm, $N_e = 160$ kW; número de cilindros $i = 8$; relación de compresión $\varepsilon = 16{,}5$; coeficiente de exceso de aire $\alpha = 1{,}4$; cámara de combustión tipo YaMZ-236; combustible de motor Diesel (C = 0,87, H = 0,126, $O_c = 0{,}004$); poder calorífico inferior $H_u = 42$ MJ/kg.

1. La cantidad de aire teórica necesaria para la combustión de 1 kg de combustible, según la ecuación (44), es

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}\,C + 8H - O_c\right) = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}\cdot 0{,}87 + 8\cdot 0{,}126 - 0{,}004\right) = 14{,}45 \text{ kg},$$

o aplicando la ecuación (45)

$$L_0 = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right) = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{4} - \frac{0{,}004}{32}\right) = 0{,}499 \text{ kmol}.$$

Lo comprobamos según la expresión (46)

$$L_0 = l_0/\mu_a = \frac{14{,}45}{28{,}96} = 0{,}499.$$

2. La cantidad total de aire, de acuerdo a (54), es

$$M_1 = \alpha L_0 = 1{,}4\cdot 0{,}499 = 0{,}699 \text{ kmol/kg}.$$

3. Los productos de combustión para $\alpha = 1$ se hallan de la ecuación (67)

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0{,}79\,L_0 = \frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{2} + 0{,}79\cdot 0{,}499 = 0{,}5297 \text{ kmol/kg}.$$

La cantidad excedente de aire fresco es

$$(\alpha - 1)\,L_0 = (1{,}4 - 1)\,0{,}499 = 0{,}1996 \text{ kmol/kg}.$$

La cantidad total de los productos de combustión se determina mediante la ecuación (68)

$$M_2 = 0{,}5297 + 0{,}1996 = 0{,}7293 \text{ kmol/kg}.$$

El coeficiente teórico de variación molecular lo hallamos de la ecuación (115)

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0{,}7293}{0{,}699} = 1{,}044.$$

4. Parámetros del proceso de admisión. Proporcionamos los siguientes parámetros para la carga en el proceso de admisión: $p_0 = 0{,}1$ MPa; $T_0 = 288$ K; el incremento de la temperatura de la carga $\Delta T = 30$ °C. Entonces la densidad de la carga en la admisión es $\rho_0 = p_0/(RT_0) = 1{,}209$ kg/m³.

La presión al final de la admisión para $p_k = p_0$, de acuerdo a la expresión (127), es

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \xi)\,\frac{w_{0d}^2}{2}\,\rho_0 \cdot 10^{-6}.$$

Asignamos $(\beta^2 + \xi) = 2{,}8$; $w_{0d} = 80$ m/s, por lo que

$$p_a = 0{,}1 - \frac{2{,}8}{2}\cdot 80^2 \cdot 1{,}209\cdot 10^{-6} = 0{,}089 \text{ MPa}.$$

Adoptamos los siguientes parámetros para los gases residuales: $p_r = 0{,}12$ MPa; $T_r = 850$ K. Entonces el coeficiente de gases residuales, de acuerdo a la expresión (160), será igual a

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r}\,\frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 30}{850}\,\frac{0{,}12}{16{,}5\cdot 0{,}892 - 0{,}12} = 0{,}033.$$

La temperatura al final de la admisión $T_k = T_a$, se halla de (140)

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{288 + 30 + 0{,}33\cdot 850}{1 + 0{,}033} = 335 \text{ K}.$$

El rendimiento volumétrico [de la ecuación (152), siendo $\varphi_1 = 1$, $p_k = p_0$ y $T_k = T_0$, resulta

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,\frac{p_a}{p_0}\,\frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)} = \frac{16{,}5}{15{,}5}\cdot\frac{0{,}089}{0{,}1}\cdot\frac{288}{335\cdot 1{,}033} = 0{,}79.$$

5. Parámetros del proceso de compresión. Admitimos que el exponente politrópico de compresión $n_1 = 1{,}38$. La presión al final de la compresión se halla de la ecuación (162)

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0{,}089\cdot 16{,}5^{1{,}38} = 4{,}28 \text{ MPa}.$$

La temperatura al final de la compresión, según la ecuación (163), es

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 335\cdot 16{,}5^{0{,}38} = 972 \text{ K}.$$

6. Parámetros del proceso de combustión. La ecuación del proceso de combustión en el motor Diesel ($\xi_z = 0{,}82$), según la expresión (177), resultará

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} + 8{,}314\lambda T_c = \mu_r (U_z'' + 8{,}314 T_z).$$

El coeficiente real de variación molecular es

$$\mu_r = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1{,}044 + 0{,}33}{1 + 0{,}033} = 1{,}04,$$

de aquí

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{0{,}82\cdot 42\cdot 10^3}{1{,}033\cdot 0{,}6986} = 47\,723 \text{ kJ/kmol}.$$

En la tabla 6 encontramos

$$(\mu c_V') = 22{,}408 \text{ kJ/kmol}.$$

La energía interna de 1 kmol de aire a la temperatura de compresión t_c es

$$U_c'' = 22{,}408\cdot 699 = 15\,660 \text{ kJ/kmol}.$$

La energía interna U_c'' de 1 kmol de productos de combustión a la temperatura t_c está integrada por la energía interna de estos últimos siendo $\alpha = 1{,}0$ y la energía interna del aire excedente, es decir

$$U_c'' = (U_c'')_{\alpha=1}\,(\mu_{M_2})_{\alpha=1} + U_{c\,Fe.a}.$$

El calor específico de los productos de combustión, para $\alpha = 1$, lo hallamos en la tabla 8:

$$(\mu c_V'')_c = 25{,}079 \text{ kJ/kmol}.$$

Entonces la energía interna de los productos de combustión para $\alpha = 1$

$$(U_c'')_{\alpha=1} = 17\,530 \text{ kJ/kmol}$$

y

$$U_c'' = 17\,530\cdot\frac{0{,}5297}{0{,}7293} + 15\,660\cdot\frac{0{,}1996}{0{,}7293} = 17\,049 \text{ kJ/kmol}.$$

La magnitud

$$\frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \frac{15\,660 + 0{,}033\cdot 17\,049}{1{,}033} = 15\,700 \text{ kJ/kmol}.$$

Asignamos el grado de elevación de la presión $\lambda = 1{,}8$, entonces

$$8{,}314\lambda T_c = 8{,}314\cdot 1{,}8\cdot 972 = 14\,546 \text{ kJ/kmol}.$$

La suma de todos los términos del primer miembro de la ecuación de combustión es

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} + 8{,}314\lambda T_c = 47\,723 + 15\,700 + 14\,546 = 77\,969 \text{ kJ/kmol}.$$

Por lo tanto:

$$\mu_r (U_z'' + 8{,}314 T_z) = 77\,969 \text{ kJ/kmol}$$

o también (ya que $\mu_r = 1{,}04$)

$$U_z^\circ + 8{,}314 T_z = 74\,970 \text{ kJ/kmol}.$$

La energía interna U_z° es una función de la temperatura de combustión y del calor específico, por eso la última ecuación puede resolverse aplicando el método de aproximaciones sucesivas, utilizando las tablas 9 y 7.

Si se adopta que $T_z = 2173$ K ($t_z = 1900$ °C), obtendremos

$$U_z^\circ = 54\,931 \cdot \frac{0{,}5298}{0{,}7293} + 47\,813 \cdot \frac{0{,}1996}{0{,}7293} = 52\,918 \text{ kJ/kmol},$$

$$U_z^\circ + 8{,}314 \cdot 2173 = 70\,984 \text{ kJ/kmol}.$$

Si $T_z = 2273$ K ($t_z = 2000$°C), entonces

$$U_z^\circ = 58\,193 \cdot \frac{0{,}5298}{0{,}7293} + 50\,660 \cdot \frac{0{,}1996}{0{,}7293} = 56\,139 \text{ kJ/kmol},$$

$$U_z^\circ + 8{,}314 \cdot 2273 = 75\,037 \text{ kJ/kmol}.$$

Ya que el segundo miembro de la ecuación de combustión es igual a 74 970 kJ/kmol, resulta evidente que la temperatura de combustión buscada se encuentra entre 2200 y 2300 K.

En forma análoga a lo realizado en el ejemplo anterior encontramos que $T_z = 2271$ K.

El coeficiente de expansión preliminar se obtiene de (183)

$$\rho = \frac{\mu_r}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} = \frac{1{,}04 \cdot 2271}{1{,}8 \cdot 972} = 1{,}35.$$

La presión máxima de combustión

$$p_z = p_c \lambda = 4{,}26 \cdot 1{,}8 = 7{,}67 \text{ MPa}.$$

7. Parámetros del proceso de expansión. El grado de expansión posterior es

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16{,}5}{1{,}35} = 12{,}2.$$

Escogemos el exponente politrópico de expansión $n_2 = 1{,}23$.

La temperatura al final de la expansión, de acuerdo a (185), es

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{2276}{12{,}2^{0{,}23}} = 1276 \text{ K}.$$

La presión al final de la expansión se halla conforme a la expresión (185)

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{7{,}67}{12{,}2^{1{,}23}} = 0{,}354 \text{ MPa}.$$

8. La presión media indicada del ciclo se encuentra de la ecuación (196)

$$(p_i)_{an} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 0{,}088 \frac{16{,}5^{1{,}38}}{15{,}5} \left[1{,}8 (1{,}35 - 1) + \frac{1{,}8 \cdot 1{,}35}{0{,}23} \left(1 - \frac{1}{12{,}2^{0{,}23}} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{1{,}38 - 1} \left(1 - \frac{1}{16{,}5^{0{,}38}} \right) \right] = 0{,}974 \text{ MPa}.$$

La presión media indicada del ciclo real, tomando en cuenta el redondeamiento del diagrama, para $\varphi_i = 0{,}95$, según (199), es

$$p_i = 0{,}95 \, (p_i)_{an} = 0{,}925 \text{ MPa}.$$

9. Parámetros principales del ciclo. La fracción de la presión indicada que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares se halla recurriendo a la ecuación (224), tomando en consideración los coeficientes de la tabla 17

$$p_m = 0{,}105 + 0{,}012 \, v_p.$$

Consideramos que la velocidad media del pistón es $v_p = 9$ m/s, entonces

$$p_m = 0{,}105 + 0{,}012 \cdot 9 = 0{,}213 \text{ MPa}$$

La presión media efectiva del ciclo se determina de la expresión (215)

$$p_e = p_i - p_m = 0{,}925 - 0{,}213 = 0{,}712 \text{ MPa}.$$

El rendimiento mecánico se halla de (240)

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0{,}712}{0{,}925} = 0{,}77.$$

El consumo específico indicado de combustible se calcula empleando la ecuación (211)

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v \rho_0}{p_i \alpha l_0} = 3600 \frac{0{,}79 \cdot 1{,}269}{0{,}925 \cdot 1{,}4 \cdot 14{,}45} = 184 \text{ g/(kW·h)}.$$

El consumo específico efectivo de combustible es

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 239 \text{ g/(kW·h)}.$$

El rendimiento indicado del ciclo se halla de la expresión (212)

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{184 \cdot 42} = 0{,}465.$$

El rendimiento efectivo del ciclo se encuentra de (222)

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0{,}465 \cdot 0{,}77 = 0{,}36.$$

El consumo horario de combustible es

$$G_c = g_e N_e = 0{,}239 \cdot 160 = 38{,}3 \text{ kg/h}.$$

10. Dimensiones principales del motor. De la ecuación (216)

$$V_h = \frac{30 N_e \tau}{p_e n} = \frac{30 \cdot 160 \cdot 4}{0{,}712 \cdot 2400} = 11{,}25 \text{ l}.$$

El volumen de trabajo de un cilindro

$$V_h = \frac{11{,}25}{8} = 1{,}41 \text{ l}.$$

Adoptamos $S/D = J = 1{,}0$. Entonces

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi J}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1{,}41}{4{,}14 \cdot 1{,}0}} = 1{,}215 \text{ dm} = 121{,}5 \text{ mm}.$$

Elegimos $D = 120$ mm. De aquí para $V_h = 1{,}41$ l la carrera $S = 125$ mm.

La velocidad media del pistón es

$$v_p = \frac{Sn}{30} = \frac{0{,}125 \cdot 2400}{30} = 10 \text{ m/s}.$$

II. Valores de $\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$; $\frac{\cos (\varphi + \beta)}{\cos \beta}$; $\frac{\operatorname{sen} (\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ y tg β para diversos valores de λ

1. Valores de $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ para diferentes λ

φ°	Signo	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	Signo	φ°
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	1,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1582	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	−	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	−	280
90	−	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	−	270
100	−	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	−	260
110	−	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	−	250
120	−	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,6400	0,6450	0,6500	0,6550	−	240
130	−	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	−	230
140	−	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	−	220
150	−	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	−	210
160	−	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	−	200
170	−	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	−	190
180	−	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	−	180

2. Valores de $\frac{\cos (\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ para diferentes λ

φ°	Signo	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	Signo	φ°
0	+	1	1	1	1	1	1	1	1	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,808	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	−	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	−	280
90	−	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	−	270
100	−	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,494	0,475	0,485	−	260
110	−	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	−	250
120	−	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	−	240
130	−	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	−	230
140	−	0,866	0,870	0,875	0,870	0,883	0,887	0,892	0,896	−	220
150	−	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	−	210
160	−	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	−	200
170	−	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	−	190
180	−	1	1	1	1	1	1	1	1	−	180

3. Valores de $\frac{\operatorname{sen} (\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ para diferentes λ

φ°	Signo	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	Signo	φ°
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	−	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	−	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	−	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	−	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	−	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	−	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,999	1,004	−	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	−	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	0,038	1,040	−	280
90	+	1	1	1	1	1	1	1	1	−	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	−	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	−	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	−	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	−	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	−	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,364	−	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	−	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	−	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	−	180

4. Valores de tg β para diferentes λ

φ°	Signo	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	Signo	φ°
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	−	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	−	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	−	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	−	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	−	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	−	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	−	300
70	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	−	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	−	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	−	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	−	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	−	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	−	240
130	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	−	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	−	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	−	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	−	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	−	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	−	180

Bibliografía

1. Автомобильный двигатель ЗИЛ-130. Под ред. проф. А. М. Кригера. М., «Машиностроение», 1973, 264 с. Авт.: Г. Ф. Бабкин, М. Е. Дискин и др. (Motor de automóvil ZIL-130. Revisión por el prof. A. M. Kriger.)
2. Бриллинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман Н. И. Быстроходные дизели. М., Машгиз, 1951, 520 с. (Briling N. R., Vijert M. M., Guterman I. I. Motores Diesel rápidos.)
3. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1976. (Vóinov A. N. Combustión en los motores alternativos rápidos.)
4. Гуреев А. А. Применение автомобильных бензинов. М., «Химия», 1972. (Gureev A. A. Utilización de gasolinas para automóviles.)
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1971, 400 с. Авт.: А. С. Орлин, Д. Н. Вырубов, В. И. Ивин и др. (Motores de combustión interna. Teoría de los procesos de trabajo de los motores alternativos y combinados. Autores: A. S. Orlin, D. N. Vyrubov, V. I. Ivin y otros.)
6. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1972, 464 с. Авт.: А. С. Орлин, М. Г. Круглов, Д. Н. Вырубов и др. (Motores de combustión interna. Diseño y cálculo de motores alternativos y combinados. Autores: A. S. Orlin, M. G. Kruglov, D. N. Vyrubov y otros.)
7. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1973, 480 с. Авт.: А. С. Орлин, В. П. Алексеев, Д. Н. Вырубов и др. (Motores de combustión interna. Sistemas de los motores alternativos y combinados. Autores: A. S. Orlin, V. P. Alekseev, D. N. Vyrubov y otros.)
8. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. проф. А. С. Орлина. М., «Машиностроение», 1970, 383 с. Авт.: А. С. Орлин, В. П. Алексеев, Н. И. Костыгов и др. (Motores de combustión interna. Estructura y funcionamiento de los motores alternativos y combinados. Autores: A. S. Orlin, V. P. Alekseev, N. I. Kostygov y otros.)
9. Motor Stirling. Recopilación de artículos. Traducción del inglés.
10. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1973, 199 с. (Zvónov V. A. Toxicidad de los motores de combustión interna.)
11. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. Под ред. акад. Б. С. Стечкина. М., изд. АН СССР, 1960, 199 с. Авт.: Б. С. Стечкин, К. И. Генкин, В. С. Золотаревский и др. (Diagrama indicado, dinámica del desprendimiento de calor y ciclo de trabajo de un motor alternativo rápido. Autores: B. S. Stechkin, K. I. Genkin, V. S. Zolotarevski.)
12. Испытание двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1972, 367 с. Авт.: Б. С. Стефановский, Ю. М. Доколин, В. П. Сорокин и др. (Pruebas de motores de combustión interna. Autores: B. S. Stefanovski, Yu. M. Dokolin, V. P. Sorokin y otros.)
13. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Под ред. проф. Ю. А. Степанова. М., «Машиностроение», 1964, 552 с. Авт.: М. М. Вихерт, Р. П. Доброгаев, М. И. Ляхов и др. (Diseño y cálculo de motores de automóviles y tractores. Autores: M. M. Vijert, R. P. Dobrogáev, M. I. Liájov y otros.)
14. Луканин В. Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1971, 271 с. (Lukanin V. N. Ruido de los motores alternativos para vehículos.)
15. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ. М., «Машиностроение», 1974, 288 с. Авт.: Г. Д. Чернышов, А. А. Малышев, Н. С. Ханин и др. (Elevación de la fiabilidad de los motores Diesel YaMZ y de los automóviles KrAZ. Autores: G. D. Chernyshev, A. A. Mályshev, N. S. Janin y otros.)
16. Подача и распыливание топлива в дизелях. Под ред. проф. И. В. Астахова. М., «Машиностроение», 1972, 359 с. Авт.: И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян и Л. Н. Голубков. (Suministro y pulverización del combustible en los motores Diesel. Autores: I. V. Astájov, V. I. Trúsov, A. S. Jachiyán y L. N. Golubkov.)
17. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1965, 259 с. (Popik K. G. Dinámica de los motores de automóviles y tractores.)
18. Ricardo H. R. The High-Speed Internal Combustión Engines. Traducción del inglés, Moscú, Mashguiz, 1960.
19. Смайлис В. И. Малотоксичные дизели. Л., «Машиностроение», 1972. (Smailis V. I. Motores Diesel de baja toxicidad.)
20. Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. М., Машгиз, 1963, 338 с. (Samol G. I., Goldblat I. I. Automóviles con balones de gas.)
21. Смессобразование в карбюраторных двигателях. М., «Машиностроение», 1975, 175 с. Авт.: В. И. Андреев, Я. В. Горячий, К. А. Морозов, Б. Я. Черняк. (Formación de la mezcla en los motores de carburador. Autores: V. I. Andréev, Ya. V. Goriachi, K. A. Morózov, B. Ya. Cherniak.)
22. Судовые роторные двигатели. Л., «Судостроение», 1967, 358 с. Авт.: Е. И. Акатов, В. С. Бологов, В. К. Горбатый и др. (Motores marinos de pistones rotativos. Autores: E. I. Akátov, V. S. Bologov, V. K. Gorbatiy, y otros.)
23. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1976, 287 с. Авт.: И. М. Ленин, О. М. Малашкин, Г. И. Самоль и др. (Sistemas de alimentación de combustible en los motores de vehículos. Autores: M. I. Lenin, O. M. Malashkin, G. I. Samol y otros.)
24. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. Н. Х. Дьяченко. Л., «Машиностроение», 1974, 551 с. Авт.: Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, Г. П. Пугачев и др. (Teoría de los motores de combustion interna. Autores: N. I. Dyachenko, A. K. Kostin, G. P. Pugachev y otros.)

BIGUFIM
BIBLIOTECA GERARD E. UNGER
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
DONACION
30 / 11 / 01
Dr. Ramon Cardenas Castillo

Indice alfabético

Aceros de construcción — Propiedades mecánicas 434
— Valores de los factores de escala 420
Aldehídos — Absorción por catalizadores líquidos 180
— Formación en los productos de combustión 57
Amortiguadores de vibraciones en el cigüeñal 524, 525
Amplitudes de las tensiones máximas tolerable para la rosca 464
Angulo de avance a la inyección — Influencia sobre el proceso de combustión en los motores Diesel 202
— Influencia sobre los parámetros indicados de los motores Diesel 202—204
Angulo de avance al encendido 132
— Influencia sobre los parámetros indicados de los motores con encendido por chispa 190, 191
Arbol de levas 552
— Deformaciones de flexión 580
— Materiales 583
— Perfilación de las levas 560
Autoencendido por compresión estando desconectado el sistema de ignición 143
— por incandescencia 141
— prematuro 141
Autoinflamación 120
— Período de retardo 121

Balance térmico del motor 260
— Componentes 262
Balancines 556
Barrido — Influencia sobre el coeficiente de llenado 104
Bernoulli, ecuación de 87
Biela — Cálculo de resistencia estructural de los elementos 504
— Estructura de la cabeza 501
— — del cuerpo 500
— — del pie 497
— — de los medios casquillos 502
— — de los pernos 503
Bomba de aceite 592
— — aceleración 290
— — agua 612
— — inyección de alta presión — Influencia sobre el proceso de inyección 333; — Característica 329
Brayton, ciclo de 37
Brazos del cigüeñal — Cálculo 537—540
— Valores tolerables para las tensiones 540
Bulón — Cálculo 489—492
— Dimensiones relativas constructivas 490
— Holguras y ajustes en la unión 490
— Materiales 490

Cabeza de biela — Cálculo del sombrerete 512
— Estructuras 501
Calor específico molar de los gases 65
— — — de los productos de combustión 67
Cámara de combustión — Esquemas 182, 198, 367, 375
— Influencia de la forma y parámetros constructivos sobre los parámetros indicados en los motores de encendido por chispa 180—183
— Influencia de la forma sobre el proceso de combustión 136
— Influencia del tipo sobre los parámetros indicados en los motores Diesel 196—200
Camisas — Disposición de los planos de apoyo 440
— Estructura 439—442
— Húmedas 440
— Materiales 465
— Medidas que elevan la durabilidad 442
— Secas 439
Cantidad de oxígeno teóricamente necesaria 48
Característica de carga 228
— de detonación 235
— de hélice 17
— de las bombas de combustible de alta presión 333
— de las gasolinas 62
— de los combustibles para motores Diesel 62
— del proceso de compresión 111
— de intercambio de gases en un motor de carburador de cuatro tiempos 82
— — — — — — — — — — Diesel de cuatro tiempos 84
— — — — — — — — — — — — dos tiempos 85
— de marcha en vacío 234
— de regulación 17, 230
— de toxicidad 231
— externa 17, 224
— — de velocidad 224
— multiparamétrica 230
— parcial de velocidad 227
Características del carburador perfecto 275
— de los motores sobrealimentados 255
— de los pulverizadores 329
— de regulación 236
— de velocidad del equipo de inyección 340
Carburación — Factores que influyen 270, 271
— Fenómenos térmicos 306
— Fundamentos físicos 272
— Mezclado del combustible y el aire 274
— Pulverización del combustible 272
— Sistemas para aproximar la característica del carburador elemental a la ideal 287
— Vaporización del combustible 273
Carburador — Bomba de aceleración 295
— Compensación de la composición de la mezcla en el sistema de dosificación principal 287
— Dispositivos de arranque 298
— Economizador 295
— Economóstato 300
— Limitador de la potncia máxima 299
— Requerimientos 271, 272
— Sistema de dosificación principal 287—291
— Sistema de marcha en vacío 292
Carburador elemental — Flujo combinado de combustible y aire 285
— Flujo de aire a lo largo del conducto de admisión 278
— Proceso de trabajo 277—287
— Salida del combustible 283
Carburador perfecto 274
Carburadores múltiples 303—305
Carga del motor — Influencia sobre el proceso de combustión en los motores de carburador 135
— Influencia sobre los parámetros indicados en los motores Diesel 204
Cargas cíclicas — Relación de las tensiones en diferentes ciclos 203
Cárter — Parte inferior 451
Casquillos de biela — Estructura 502; — Materiales 516
— de los cojinetes del cigüeñal 444
— perturbación de la superficie 580
Ciclo con suministro de calor a presión constante 26
— Influencia de h, e, ϱ sobre el rendimiento térmico 29
— Influencia de h, e, ϱ sobre la presión media 29
Ciclo con suministro de calor a volumen constante 26
— Influencia de h, e, λ sobre el rendimiento térmico 28
— Influencia de h, e, λ sobre la presión media 27
Ciclo con suministro mixto de calor 27
— Influencia de h, e, λ sobre el rendimiento térmico 30
— Influencia de h, e, λ sobre la presión media 31
Ciclo de dos tiempos 77—79
Ciclo generalizado de los motores alternativos 23
— — de cuatro tiempos 74
Ciclo real 68
— Diagrama indicado 71
— Ejemplo de cálculo para un motor de carburador 636—641
— Ejemplo de cálculo para un motor Diesel 641—645
— Presión media indicada 160
— Relación entre los parámetros principales 173, 174
— Rendimiento indicado 75
— Rendimiento relativo 75
Ciclos termodinámicos — En los motores sobrealimentados 35
— Rendimiento térmico 22
— Suposiciones 21
— Trabajo específico 21
— Valores de los principales parámetros para una misma presión p_z 34
Cigüeñal — Cálculo de los brazos 537
— Cálculo de los muñones de bancada 531
— Cálculo de los muñones de biela 534
— Cálculo de la resistencia mecánica 527—542
— Con dos cilindros entre apoyos de bancada 540
— Conceptos sobre las vibraciones de torsión 520
— Dimensiones relativas de los muñones 519
— Materiales 546
— Procedimientos para elevar la resistencia mecánica 543
— Simple 531
Cilindro — Influencia de las dimensiones sobre los parámetros indicados en los motores de encendido por chispa 185
Cilindros — Elección de su disposición y cantidad 418
Coeficiente de adaptación 241
— de aprovechamiento del calor 157
— de asimetría 426
— de barrido 91, 95
— de carga del cojinete 585
— de compactidad 420
— de disminución de la presión 157
— de exceso de aire 50
— de fiabilidad operacional 585
— de gases residuales 99
— de irregularidad de distribución de las tensiones en el cuerpo de biela 511
— de irregularidad del momento de torsión 412
— de irregularidad del sistema de regulación 350
— de llenado 94
— de redondamiento (plenitud) del diagrama 170
— efectivo de concentración de tensiones 428
— teórico de variación molecular 84
Cojinetes del cigüeñal — Cálculo hidrodinámico 585
— Capacidad portante de la capa de aceite 583
— Coeficiente de carga 585
— Coeficiente de fiabilidad operacional 585
— Factores que determinan la fiabilidad 583
— Fijación 444
Combustible — Calor específico molar de los gases 65
— Coeficiente teórico de variación molecular 84
— Composición elemental 42
— Curva de destilación fraccionada 43
— Energía interior de los gases 60
— Estructura 40—42
— Fórmula de Mendeléiev 60
— Indices principales de los combustibles para motores Diesel 46
— Indices principales de gasolinas para automóviles 45
— Inflamabilidad 44
— Número de octano 45
— Número de octano 44
— Período de retardo a la inflamación 44

— Poder calorífico 60
— Propiedades 43—47
— Reacciones químicas durante la combustión 47
— Requerimientos 39
— Resistencia a la detonación 44
— Tipos 46
— Variación del volumen durante la combustión 63, 64
— Volatilidad 43
Combustible para motores Diesel — Calor específico de los productos de combustión 67
— Composición elemental 60, 61
— Energía interna de los productos de combustión 67
— Influencia de las propiedades sobre los parámetros indicados 206
— Influencia de las propiedades sobre el proceso de combustión 150
Combustión del carburante en los motores de encendido por chispa 129
— — — en los motores Diesel 144
Componentes tóxicos en los productos de combustión 163
— Contenido específico 165
— Influencia de diferentes factores en los motores con encendido por chispa 180—195
— Influencia de diferentes factores en los motores Diesel 196—207
— Métodos para neutralizarlos 164
Composición de la mezcla de potencia 134
— — — — económica 135
Convertidores electroquímicos de energía 633
Cuerpo de la biela — Amplitud del ciclo 512
— Cálculo a la compresión-tracción 511
— Cálculo de la resistencia mecánica 510—512
— Estructura 500
— Factor de seguridad 512
— Materiales 515
— Tensión media del ciclo 512
— Valores de los coeficientes de irregularidad 511
Culata — Estructura 445—449
— Materiales 465
Curva de destilación fraccionada — Definición 43

Dardo del combustible — Característica 360
— Desarrollo y estructura 361—365
Detonación 138, 139
— Factores que contribuyen a la, 140
— Factores que impiden la, 140
Diagrama polar de la carga sobre el muñón de biela 396
Diagramas de las amplitudes límites para calcular las piezas, considerando las cargas variables 431
— Indicados 74, 76, 77
— — de un motor de carburador de cuatro tiempos 107
— — — — — Diesel de cuatro tiempos 168
Dispositivos de arranque en el carburador 298

Economizador 295
Economizo 300
Ecuación del balance térmico 260
— — del proceso de combustión 156
Émbolos — Distribución de las temperaturas 468
— Estructuras 466—478
— Holguras en el motor frío 474, 476
— Materiales 493
— Medidas para reducir la temperatura 468, 470
— Valores de los parámetros constructivos relativos 467
— Velocidad máxima 88
Energía de activación 120
Equilibrado de los motores — Causas del desequilibrio 401
— Cigüeñales 402—403
— Métodos 404—412
— Tolerancias para las masas y dimensiones 402
Equipo de inyección de los motores Diesel — Proceso de inyección 317—321
— Requisitos 315
— Tipos 316
Espárragos soportantes — Cálculo 459—464
— Materiales 465

Fases de combustión en los motores de encendido por chispa 128
— de combustión en los motores Diesel 145
— de distribución de los gases 105
Formación de la mezcla 270, 353
— En el espacio adyacente a la pared de la cámara de combustión 372
— En la antecámara 317
— En la cámara de torbellino 325
— En los motores de inyección de combustible ligero 308
— En los motores Diesel — Características del dardo 360 — Características de pulverización 354 — Métodos 357
— Externa — Tipos 270
— Película 372
— Volumétrica 366
Frecuencia de rotación — Influencia sobre el proceso de combustión en los motores de encendido por chispa 191
— Influencia sobre el proceso de combustión en los motores Diesel 205
— Influencia sobre los parámetros indicados en los motores Diesel 205
— Regulación 344

Gases — Calor específico molar medio 65
— Composición química 60
— Energía interna 66
— Poder calorífico inferior 61
Gases de escape — Métodos de reducción de los componentes tóxicos 302
Gasolina para automóviles — Calor específico de los productos de combustión 67
— Composición elemental 60, 61
— Distribución de los números de octano en las fracciones de las gasolinas 196
— Energía interna de los productos de combustión 67
— Índices 45
Gasto específico de combustible 174
— — efectivo 178
— — para diferentes motores 179
Grado de insensibilidad del sistema de regulación 351
Grado de irregularidad de rotación 350
— — en los ciclos consecutivos 350
Guía de válvulas 560

Hidrocarburos — Formación en los productos de combustión 56

Índices del ciclo de trabajo 167
— Consumo específico de combustible 172
— Potencia indicada 171
— Presión media indicada 168
— Relación entre los principales parámetros 173
— Rendimiento indicado 172
Índices efectivos — Influencia de la carga y de los regímenes de velocidad 217—220
— Influencia de las pérdidas mecánicas 210—216
— Influencia del medio ambiente 221
— Potencia efectiva 176
— Presión media efectiva 176
— Rendimiento efectivo 178
— Rendimiento mecánico 177
Inflamabilidad del combustible 44
Inyectores 327
Irregularidad de la marcha del motor — Causas 412
— Coeficiente de irregularidad 412
— Grado de irregularidad de rotación 414
— Momento de inercia del volante 415

Leva armónica 569
— tangencial 569
Levas — Parámetros constructivos al perfilarlas 565, 566
— Perfilación 566
— Tratamiento térmico 582
— Velocidad de levantamiento 567
Limitador de vacío 301
Límite de concentración 126
— — empobrecimiento efectivo de la mezcla 186

Mecanismo biela-manivela — Acción de las fuerzas de presión de los gases sobre el pistón 392
— Aceleración del pistón 385
— Carga específica media sobre el cojinete 395
— Cinemática 382
— Condiciones para obtener un sistema dinámico equivalente 390
— Construcción de la curva del par motor total 399
— Construcción de las curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón 386
— Construcción de las curvas de fuerzas 388
— Desplazamiento del pistón 384
— Diagrama de desgaste del muñón de biela 397
— Diagrama polar de la carga 395
— Diagrama polar de la fuerza resultante 396
— Equilibrado de las fuerzas de inercia de las masas en rotación 402
— Fuerzas que actúan 387
— Masas constructivas de las piezas 391
— Par de vuelco 394
— Parámetros adimensionales 383
— Sistema de masas concentradas 389
— Velocidad media del pistón 385
Mecanismo de distribución de los gases — De mando del árbol de levas 550
— De válvulas — Cinemática 565 — Cálculo de las piezas 573
— Exposición resumida de estructuras 547—553
Mendeléiev, fórmula de 60
Mezcla de trabajo — Influencia de su composición sobre los parámetros indicados en los motores con encendido por chispa 185
— Influencia de la composición sobre el proceso de combustión 134
— Influencia de la distribución por los cilindros sobre los parámetros indicados 194
— Límite de empobrecimiento efectivo 186
— Métodos de compensación de la composición en el sistema dosificador principal 287
Momento de inercia adimensional del volante 415
Monobloques — Elección del esquema sustentador al diseñar el motor 418
— Elevación de la rigidez 436
— Esquemas soportantes 435
— Estructura 435—439
— Materiales 465
— Valores de L_c/D 439
Monóxido — Formación en los productos de combustión 56
— Neutralización térmica 164
Motores a gas 155, 171, 178
— de turbina de gas 623
Motores alternativos — Elección de la relación S/D 421
— Elección del tipo durante el diseño 417
— Estabilidad de funcionamiento 250
— Historia de desarrollo 11
— Índices principales de trabajo 16
— Influencia de p_z y T_z sobre la durabilidad 31, 32
— Perspectivas de desarrollo 12
— Regímenes de funcionamiento en automóviles 19
— Reserva de par motor 240
Motores de carburador — Coeficiente de gases residuales 99
— Fases de distribución de los gases 105
— Parámetros del proceso de compresión 118
— Particularidades de los procesos de trabajo en regímenes no estacionarios 310
— Valores del coeficiente de llenado 104
Motores Diesel — Coeficiente de gases residuales 80
— Efectividad económica 417
— Fases de distribución de los gases 105
— Valores del coeficiente de llenado 104
— Valores del grado de compresión 34
Motores con encendido por chispa e inyección de combustible ligero 309
— con suministro externo de calor 630
— de pistones rotativos 617
— refrigerados por aire 453—458
— térmicos — Clasificación 13—15
Muñón de bancada — Cálculo en un cigüeñal simple 531
— Factor de seguridad 533 — Valores tolerables de las tensiones 540
Muñón de biela — Cálculo en un cigüeñal simple 534—537
— Presiones convencionales 588 — Valores tolerables de las tensiones 540

Nitrógeno, Óxidos 56 — Formación en los productos de combustión 57
— Absorción por catalizadores líquidos, neutralización 184
Número de cetano 45
— Influencia del contenido de aditivos 206
Número de octano 44

Par motor total 399
Par de vuelco 394

Parámetros indicados — Influencia de diferentes factores en los motores Diesel 196—207
— — Influencia de diferentes factores en los motores de encendido por chispa 180—195
Pérdidas en el intercambio de gases 216
— mecánicas 212
— por fricción 213
Período de retardo a la inflamación del combustible 44, 123
Pernos de biela — Cálculo 514
— Coeficiente de carga principal de la unión roscada 514
— Estructura 503
— Factor de seguridad 515
— Materiales 516
— Tensiones máximas y mínimas 515
Pie de biela — Estructura 487—489
— Factor de seguridad 509
— Materiales 515
— Tensiones máximas y mínimas del ciclo 509
— Valores de las funciones trigonométricas para calcular el momento de flexión y la fuerza normal 508
— Valores del momento de flexión y de la fuerza normal 508
Piezas del motor — Cálculo considerando las cargas variables 426
— Coeficientes de concentración de las tensiones 428
— Factor de seguridad a la fatiga 432
— Factor de seguridad a la fluencia 432
— Factor de seguridad total 435
— Factores de escala para el cálculo 429
— Factores que influyen sobre la resistencia a la fatiga 428
— Factores tecnológicos 430
— Intensidad térmica 203—207
— Procedimientos tecnológicos para elevar la resistencia a la fatiga 430
— Tensión máxima del ciclo 430
Poder calorífico del combustible 49
— — inferior de los gases 60
Potencia del motor — Balance durante el movimiento del vehículo en directa 223
— efectiva 178
— gastada en vencer las pérdidas mecánicas 176
— indicada 171 — Influencia de los parámetros del ciclo 208
— por litro 177
Presión al final de la admisión — Influencia sobre el coeficiente de llenado 99
— de inyección 318
— de los gases residuales — Influencia sobre el coeficiente de llenado 100
— eficaz media de diferentes motores 178
— en la entrada — Influencia sobre el coeficiente de llenado 99
— en el cilindro en el período de llenado 87
— indicada media — Valores en distintos motores 171 — Influencia que ejercen los parámetros del ciclo — media del ciclo 25 — Influencia de diferentes factores 27
— — — — efectiva 177
— — — — en motores con sobrealimentación 37
— — — — termodinámico generalizado 25
Proceso de admisión — Características del proceso de intercambio de gases 82—86
— Cantidad de gases residuales 99
— Coeficiente de barrido 91, 95
— Coeficiente de gases residuales 99
— Coeficiente de llenado 94
— Factores que influyen sobre el coeficiente de llenado 98—106
— Factores que influyen sobre el llenado del cilindro 87
— Organización del movimiento de la carga fresca 106
— Parámetros 87
— Presión en el cilindro en el período de carga 87
— Temperatura al terminar la admisión 92
— Temperatura de calentamiento de la carga 91
— Velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso 89
— Velocidad de movimiento de la mezcla 108
Proceso de combustión — Alteración en los motores de encendido por chispa 138—143
— Angulo de avance al encendido 132
— Autoinflamación 120
— Combustión difusiva 125
— Combustión turbulenta 127
— Ecuación 155
— Fases 123
— Influencia de diferentes factores 134—139
— Límite de concentración inferior 126
— Límite de concentración superior 126
— Medidas para mejorarlo 137
— Propagación de la llama 124
— Termodinámica 152—157
— Variación de la velocidad de reacción en función de la temperatura 120
— Velocidad de propagación de la llama 130
— Velocidad normal de la llama 125
Proceso de combustión en los motores de encendido por chispa 129—143
— en los motores Diesel 144—149
Proceso de compresión — Característica 111
— Condiciones en que transcurre 110
— Determinación de los parámetros 112
— Exponente adiabático medio 112—115
— Influencia de diferentes factores 113
— Movimiento de la mezcla 116
— Parámetros 118
— Velocidad de la mezcla 117
Proceso de expansión 156
— Influencia que ejercen distintos factores sobre el exponente politrópico 160
— Valores de los parámetros 161
Proceso de inyección — Cálculo 342—344
— Característica diferencial 318
— Característica integral 319
— Características de velocidad 338—341
— Corrección de las características de velocidad de suministro de combustible 340
— Esquema del sistema de alimentación 317
— Estrangulamiento 324
— Influencia de las particularidades constructivas del sistema 321—332
— Influencia del régimen de velocidad 332
— Influencia del suministro cíclico 333
— Presión 318
— Requerimientos al elegir la característica de inyección 320
Proceso de trabajo en los motores de carburador en los regímenes no estacionarios 310—315
— en los motores Diesel con diferentes cámaras de combustión 381
Productos de combustión 50—52
— Calor específico molar medio 67
— Componentes tóxicos 163
— Composición 58
— Composición en caso de combustión incompleta 53
— Contenido específico de sustancias nocivas 164
— Formación de los componentes tóxicos 56
Pulverizadores 327 — Características 329

Radiador — Cálculo 610
— Estructuras 608
Reacciones químicas de combustión completa de los carburantes gaseosos 49
— — — — — — — — líquidos 47
— — — — incompleta de un carburante líquido 53
— — — — la mezcla gaseosa 50 — Productos de combustión 50—52
— — Variación relativa de la velocidad en función de la temperatura 120
Reducción de la sección de paso — Influencia sobre los parámetros indicados en los motores con encendido por chispa 188—190
Régimen estacionario de trabajo del motor 345
— no estacionario 310
Regímenes de cálculo del motor 424
Regulador de dos regímenes 347
— todo régimen 347
Relación de compresión — Influencia sobre el coeficiente de llenado 99
— Influencia sobre el proceso de combustión en los motores de encendido por chispa 135
— Influencia sobre el proceso de combustión en los motores Diesel 150
— Influencia sobre los parámetros indicados en los motores de encendido por chispa 192
— Influencia sobre los parámetros indicados en los motores Diesel 200
Relación de compresión geométrica 80
— — — real 80
Rendimiento efectivo 178, 179
— indicado 75, 173
— mecánico 177
— relativo 75
— térmico 22—27
— — del ciclo con sobrealimentación 37
— — — — generalizado 24
Resortes de la válvula — Cálculo 573—580
— Comprobación a la resonancia 579
— Elección de los parámetros constructivos 578
— Factor de seguridad 579
— Materiales 582
— Reserva de esfuerzos 576
Retardo a la inflamación — En los motores Diesel 145
— Período 44, 121
Ruido del motor 236

Segmentos de émbolo — Cálculo 486—489
— Estructuras 479—485
— Formas constructivas 480
— Materiales 485
— Parámetros constructivos 480
Sistema de regulación automática del motor 348
— de compensación con frenado neumático del combustible 289
— de compensación regulando la depresión en el difusor 287
— de lubricación 583—589
— — — — con cárter húmedo 590
— de marcha en vacío del carburador 292
— de refrigeración 604
— — — — por líquido 602
Sobrealimentación — Definición 36 — Sistemas 244 — Grado de 243
— Características de los motores 255
— dinámica 258
— por turbocompresor 246 — Cálculo de los parámetros del turbocompresor 254
Sombrerete de biela — Cálculo 512

Taqué — Estructuras 554
— Materiales 581
Taqués de platillo 569
— de rodete 571
— hidráulicos 555
Temperatura al final de la admisión 92
— de calentamiento de la carga 91
— de los gases residuales — Influencia sobre el coeficiente de llenado 101
— en la entrada — Influencia sobre el coeficiente de llenado 99
Tensión media del ciclo para el cuerpo de biela 512
Termodinámica del proceso de combustión 152
Toxicidad — Característica 231—234
— Formación de elementos tóxicos en los productos de combustión 56
— Métodos para reducirla 302
— Neutralizadores 164
— Normas límites del contenido en los productos de combustión 98
— Recirculación de los productos de combustión 160
— Tareas encaminadas a reducirla en los gases de escape 13
Tubería de impulsión 327

Válvula impelente de la bomba — Influencia sobre el proceso de inyección 325
Válvulas 557—560
— Dimensiones de las secciones de paso 560—563
— Duración de la apertura 585
— Materiales 581
— Prolongación de la vida útil 581
— Velocidades convencionales medias 564
Varillas de empuje 556
Velocidad crítica de salida de los gases quemados 164
— de admisión (media convencional) 564
— de la llama normal 125
— de movimiento de la carga — Influencia que ejerce sobre los parámetros indicados 205
— de propagación de la llama en el proceso de combustión 130
Ventilador del sistema de refrigeración 613
Volatilidad del combustible 43